転がり軸受転用型
トラクションドライブの研究

Study of the Traction Drive
Modified from Rolling Bearing

2007年　2月

早稲田大学大学院　情報生産システム研究科
情報生産システム工学専攻
情報生産・生産機械システム研究

塩津　勇

目　　次

第1章 序　論

1.1　本研究の背景 … 1
1.2　小型ドライブシステムの市場 … 2
1.3　ギヤヘッドの構造と問題点 … 4
1.3.1　ギヤヘッドの構造 … 4
1.3.2　小型化における問題点 … 5
1.4　ギヤヘッドの研究例 … 6
1.4.1　製作法に関する研究例 … 7
1.4.2　歯形に関する研究例 … 8
1.4.3　減速方式に関する研究例 … 8
1.4.4　歯車材質に関する研究例 … 9
1.5　本研究の目的 … 10
1.6　本論文の内容 … 12
参考文献 … 15

第2章 トラクションドライブの技術課題

2.1　トラクションドライブの原理 … 17
2.2　開発事例・研究例 … 18
2.2.1　無段変速比方式 … 18
2.2.2　固定変速比方式 … 19
2.3　固定変速比型トラクションドライブの基本構造 … 21
2.3.1　構成および動作 … 21
2.3.2　法線力の発生構造 … 22
2.3.3　潤滑油 … 23
2.4　構造における特長 … 25
2.4.1　回転精度 … 25
2.4.2　バックラッシ … 28
2.4.3　振動・騒音 … 29
2.5　トラクションドライブの技術課題 … 30
参考文献 … 31

第3章 転がり軸受転用型トラクションドライブの構造
3.1 転がり軸受をトラクションドライブへ転用する目的 … 33
3.2 転がり軸受転用型トラクションドライブの構造 … 36
3.3 構造における特長 … 39
3.4 各部名称および記号 … 40
3.5 研究例 … 44
参考文献 … 45

第4章 アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発
4.1 諸言 … 47
4.2 設計検討 … 48
4.2.1 基本諸元 … 48
4.2.2 減速比 … 49
4.2.3 予圧力の設定 … 50
4.2.4 動力伝達用保持器の設計 … 53
4.3 試作 … 55
4.4 試験 … 57
4.4.1 試験装置 … 57
4.4.2 試験条件 … 59
4.5 性能評価 … 60
4.5.1 温度上昇 … 60
4.5.2 接触電気導通 … 62
4.5.3 減速比と転動面すべり … 62
4.5.4 動力伝達効率 … 64
4.5.5 騒音 … 65
4.6 結論 … 66
参考文献 … 69

第5章 アンギュラ玉軸受転用型 2 段減速マイクロトラクションドライブの負荷運転性能

5.1 諸言 … 71
5.2 設計検討 … 71
5.2.1 基本諸元・目標仕様 … 71
5.2.2 試験条件 … 73
5.3 試作 … 74
5.4 試験 … 75
5.4.1 試験装置 … 75
5.4.2 支持軸受の動力損失 … 77
5.4.3 その他の試験条件 … 78
5.5 性能評価 … 78
5.5.1 すべり率 … 80
5.5.2 減速比 … 81
5.5.3 トルク比 … 82
5.5.4 動力伝達効率 … 83
5.6 保持器材質の影響および試験後の保持器の状態 … 84
5.6.1 動力伝達効率の比較 … 84
5.6.2 保持器ポケット部の形状計測結果 … 84
5.6.3 保持器ポケット部の外観 … 86
5.7 試験後の各部の状態 … 87
5.8 結論 … 89
参考文献 … 91

第6章 円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発

6.1 諸言 … 93
6.2 設計検討 … 93
6.2.1 基本諸元・目標仕様 … 93
6.2.2 予圧力の設定 … 95
6.2.3 各部の接触圧力・油膜パラメータ Λ … 96
6.2.4 動力伝達用保持器の設計 … 96
6.3 試作 … 97
6.4 試験 … 98
6.4.1 試験装置 … 98
6.4.2 試験条件 … 98
6.5 性能評価 … 99
6.5.1 減速比 … 99
6.5.2 すべり率 …100
6.5.3 動力伝達効率 …101
6.5.4 温度安定性 …102
6.5.5 試験後の保持器と転動体の状態 …103
6.6 結論 …104
参考文献 …107

第7章 総　括
7.1　伝達特性による分類 …109
7.2　マイクロトラクションドライブ実用化における課題 …112
7.3　小型ドライブシステム市場におけるマイクロトラクションドライブの可能性 …112
7.4　マイクロトラクションドライブの性能（本研究における成果） …114
参考文献 …117

謝　辞 …119

研究業績 …121

第 1 章

序　論

1.1　本研究の背景

動力伝達用減速機は歯車方式が主流であるが，歯車噛み合いに伴う歯面摩擦による動力損失と歯の弾性変形による噛み合い騒音などを低減する課題がある．特に自動車，福祉機械，自動ドアなどの民生用の諸機械は，歯車騒音低減が大きな技術課題となっている．歯車の噛み合い振動低減技術については開発が進んでいるが，歯がある限り歯の撓み弾性変形は避けられず，静粛化には限界がある．そこで歯車を用いないローラによる潤滑摩擦駆動（トラクションドライブ）として，転がり面の低すべりによる摩擦低減と，歯がないことによる騒音レベルの低さが注目されている．また産業用として使用する際のコストの問題も在る．歯車は所定の性能を出すためには歯の加工と組み立て精度の維持が必要であり，特に小型歯車の領域では，精度維持のためのコスト高の問題が生じている．またローラを遊星方式で組み合わせるトラクションドライブ自体も，ローラやリングの加工精度向上に伴うコスト高の課題があり，減速機としての使用される障害となっている．

以上のように動力伝達システム業界では，低コストで歯車装置を超える静粛さとトルク伝達特性を持つ減速機の開発が望まれている．本研究ではその解決策のひとつとして，高精度でありながら量産効果で低コストである市販の転がり軸受を転用することに着目し，軸受保持器のみを動力伝達用として独自に設計することにより，トラクションドライブとすることができることを見出した．また，試作運転試験で小型電動モータ直結型減速機（ギヤードモータ）の遊星歯車より，良好な動力伝達効率と伝達トルク特性があることを実証した．開発した新減速方式はマイクロトラクションドライブとして業界に受け入れられ，自動車，福祉機械，民生工具用などとして動力伝達システムに搭載して行くトレンドを生み出している．

1.2　小型ドライブシステムの市場

小型ドライブシステムは，スイスの MINI MOTOR 社，ドイツの Maxon Motor 社等の小型モータのカタログを見ると，容量 300W 以下の小型モータを駆動源とし，その駆動源の適用する減速機とを併せたシステムと定義されている．Fig.1-1 は小型モータと遊星ギヤを組み合わせた小型ドライブシステム[1)]である．小型モータは，小径であるために高速・低トルクという特性を持っている．こうした小型モータを駆動源として用いた場合，用途に応じて適正な回転速度への減速および，トルクの増幅をする必要がある．従って，小型モータのメーカは，そのモータに適応したギヤヘッドと呼ばれる減速機を，併せて製造していることが多い．

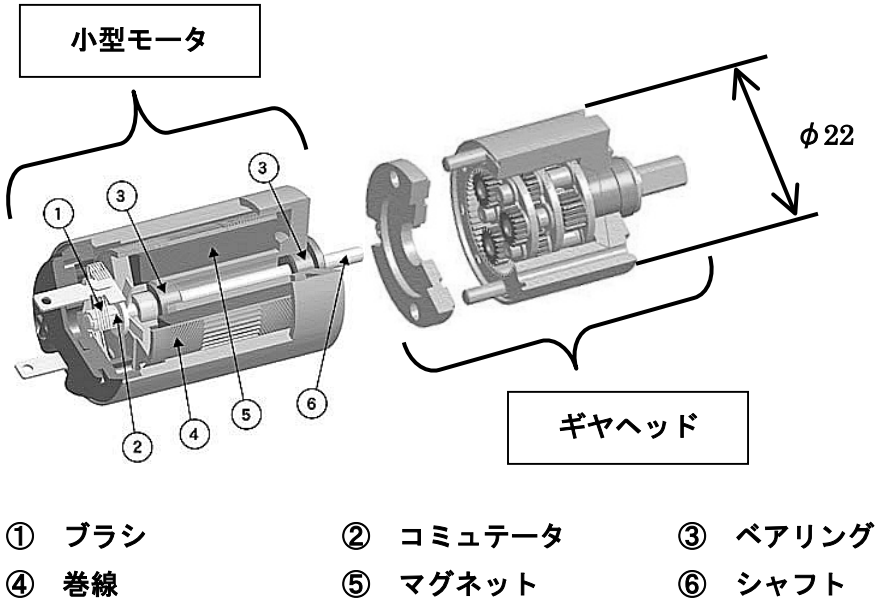

Fig.1-1 小型ドライブシステムの構造 [1)]
（狭山精密社製 容量 120W）

電子マーケッティング情報社[2)]によれば，小型モータの代表的メーカとして，海外では上記の通りスイスの MINI MOTOR 社，ドイツの Maxon Motor 社，国内では日本電産，松下電器産業，マブチモーターなどがある．国内トップメーカである日本電産については，日本電産グループとして近年下記のように多数の合弁会社を設立しており，また 2005 年の生産高は 2600 億円にのぼり，業績も非常に好調である．

① AV 機器モータやステッピングモータを製造している三協製作所へ出資し，2004 年に「日本電産サンキョー」を設立.

② 家電モータや産業機器用モータを製造している芝浦電産へ出資し，2003 年に「日本電産シバウラ」を設立.

③ ステッピングモータを製造しているコパル電子へ出資し，2000 年に「日本電産コパル電子」を設立.

④ サーボモータなどの中型モータを得意とする安川電機から出資を受けている YE ドライブにも出資し，2000 年に「日本電産パワーモータ」を設立.

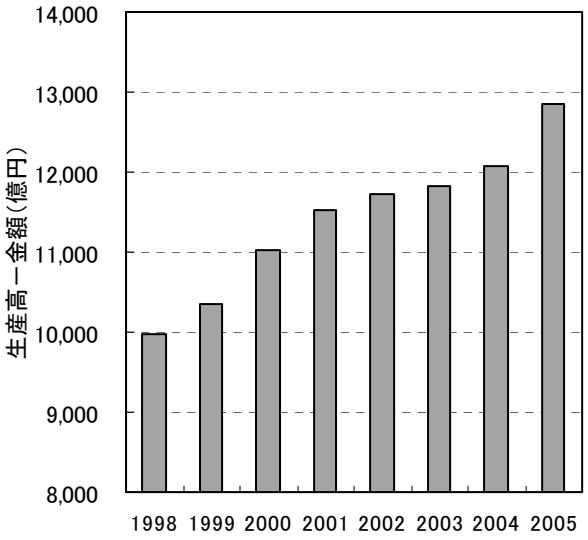

Fig.1-2 小型モータの生産高 [2)]

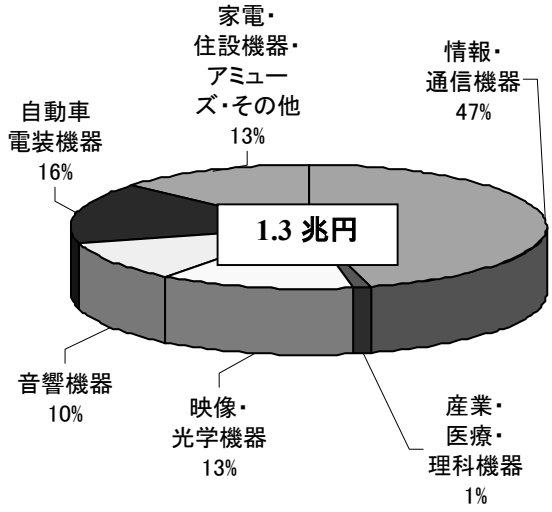

Fig.1-3 小型モータの市場内訳 [2)]
（2005 年）

小型モータ全体の市場としても，主に携帯電話など移動体端末の普及，パソコンなど情報機器の継続的需要，また自動化の進む自動車装備などの需要が拡大し，今後全体の市場も拡大傾向にある．その市場拡大を受けて日系メーカの生産高（国内＋海外）は，右肩上がりで推移している．1998 年から 2005 年の小型モータ生産高推移を Fig.1-2 に示す．2005 年の小型モータの市場規模は，約 1 兆 3000 億円である．

2006 年の市場予測については，市場の縮小要因としてフラッシュメモリを用いた携帯オーディオプレーヤーの普及により，これまでの CD プレーヤーなどの音響機器に使用されていたブラシレスモータの需要減少が予測される．しかし，情報・通信機器や自動車電装機器への需要は未だ増加傾向にあり，全体の市場規模としては 2005 年を上回ると報告され

ている．

小型モータの用途は，情報・通信機器，産業・医療・理科機器，映像・光学機器，音響機器，自動車電装機器，その他に大別できる．市場に対する用途別の割合を Fig. 1-3 に示す．

このように，小型モータは多岐にわたる用途へ適用されている．一方，小型モータも DC モータ（コアド），DC コアレスモータ，ブラシレスモータ，ステッピングモータなど多種のモータが存在するが，小型になれば高速・低トルクになるというモータ特性は，いずれのモータも同様である．そこで，それぞれの用途に応じてトルクー回転速度特性を変化させるために，ギヤヘッドが適用されている．従って，小型モータ市場推移からもわかるように，モータとギヤヘッドを組み合わせた小型ドライブシステムの市場も拡大傾向にあると言える．

最近の市場ニーズとしては，省エネ・省スペースの観点から，小型モータには更なる小型化を求められ，それに伴いギヤヘッドの小型化，高速回転化のニーズも高まってきている．

1.3　ギヤヘッドの構造と問題点

1.3.1　ギヤヘッドの構造

ギヤヘッドの構造は多段の平歯車もしくは，遊星歯車を利用した減速機が一般的であり，いずれも歯車による噛み合い方式を用いている．遊星歯車の一般的な構造[3)]を Fig.1-4 に示す．小型ドライブシステムに用いるギヤヘッドでは，小径の歯車が用いられるために歯車のモジュール（※1）も小さくなる．通常，高精度な歯車は円筒の素材から「歯車切削（歯切り）」→「熱処理」→「歯車研削（歯研）」といった工程で製作されるが，その製作上，モジュールが小さいために発生する問題点を Fig.1-5 に示す．

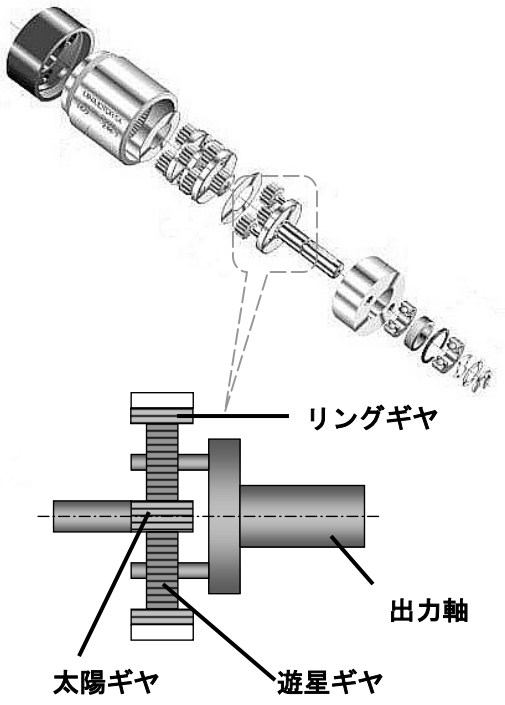

Fig.1-4 遊星歯車式ギヤヘッドの構造 [3)]

※ 1：歯車の歯の大きさを表す単位．
モジュール＝歯車のピッチ円直径／歯数で表される．

1.3.2　小型化における問題点

歯車を小型化する上での問題点を「製作精度」,「製作法」,「歯車強度」の観点から Fig.1-5 にまとめた.

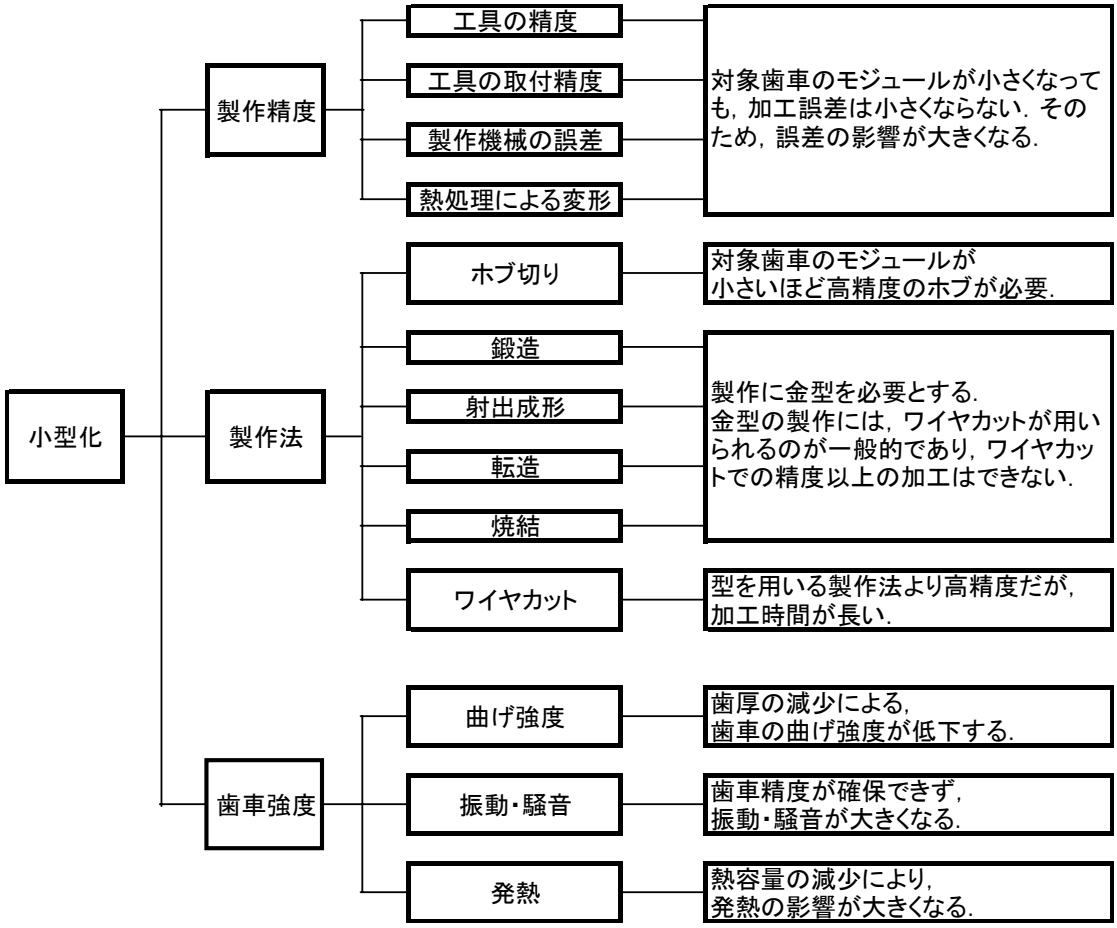

Fig.1-5 小型歯車の問題点

(1) 製作精度における問題点

① 大モジュールの歯車に対して，歯切りにおける製作誤差の影響が大きくなる.

② 大モジュールの歯車と同等の精度で，小モジュールの歯車を製作する際に，歯切りをするためのホブカッターの精度が，大モジュールのホブカッターに対して高い精度を必要となる.

③ 熱処理中の歪み・変形の影響が大きくなる.

(2) 製作法における問題点

① 歯切りに用いるホブカッターについて，モジュールが大きすぎるために存在しない場合は，特注で製作できる．しかし，モジュールが小さすぎて存在しない場合は，ホブカッターに要求される精度が高いため，製作できない可能性が高い．

② ホブカッターによる歯切りの他に，歯を製作する手法として鍛造・焼結・転造などがあるが，いずれも製作用の型を必要とする．そのため，大量生産の場合は，型の製作コストによる歯車の製作コストへの影響は小さいが，少量生産の場合は，型の製作コストが歯車の製作コストに大きく影響するため，割高になる．

③ 歯研に用いる砥石についてもモジュール小さすぎて存在しない場合，歯研が実施できないため，歯研を実施した歯車に対して製作精度で劣る．

(3) 歯車強度における問題点

① 歯車による伝達トルクは，歯の曲げ強度および，面圧強度によって決まる．モジュールを小さくするほど強度は低下し，また振動や発熱などによる強度への影響も大きくなる．

歯車精度が低下すると，歯車の噛み合いがスムーズに行なわれず，噛み合いに起因する振動や騒音が大きくなるため，歯車精度が振動・騒音に及ぼす影響は大きい．また，歯車精度の低下による動力伝達効率の低下がおこる可能性もある．異常な振動は歯車の強度にも影響を及ぼすため，静粛な状態であれば動力伝達可能な強度をもった歯車も，異常振動を受けている状態では，伝達可能な動力が低下する．従って，汎用（精度を重視しない）の歯車は，高精度歯車と同等の動力を伝達する場合，振動や動力伝達効率の低下に伴う発熱を考慮するため､高精度歯車よりもサイズを大きくする必要がある．

以上より，小型化を実現するためには，同時に高精度化も求められることになる．

1.4 ギヤヘッドの研究例

前述のように，小型ドライブシステム市場では拡大傾向にある中，更なる小型化･高速化･高精度化のニーズが高まっている．しかし，歯車を用いたギヤヘッドにおいて小型化・高速化・高精度化を実現するには，製作精度・製作法・歯車強度の問題を解決する必要がある．そこで，過去に行われた研究例を参考とするため，以下にまとめた．

1.4.1　製作法に関する研究例

小型遊星減速機の歯車や，その他減速機構成部品単体の誤差を抑えることによる高精度化については城越ら[4)5)]が研究した．研究目標として，減速機（定格トルク 0.2Nm）のバックラッシ 3 分以下を設定し．各歯車（モジュール 0.27）のかみ合い部隙間を 3μm 以下に抑えるため，歯車の歯厚誤差 7μm 以下と設定した．開発にあたり，計測の高精度化，加工機械，ホブカッター，冶工具の改善および，歯車の選択組み合わせによって目標を達成している．また，歯車の各種誤差や，遊星歯車軸の位置偏差と目標バックラッシの関係について整理している．

しかしながら，最終的な精度向上策としては，多数製作した歯車から選択組み合わせにて誤差を低減しているため，生産効率上の課題が残った．

タングステンワイヤを用いた放電加工による小型歯車の製作については，堀[6) 7) 8)]が研究を行った．線径φ25μm のワイヤを用い，モジュール 0.04，0.08 の歯車を試作した．その結果，試作した歯車の表面粗さは 2μmRy，歯車をワイヤカットするのに必要な放電ギャップは 2μm 程度であった． また，遊星減速機においてキャリアの精度と遊星軸受が動力損失に影響している点に着目し，キャリアと遊星軸受を使用しない，3K 型不思議遊星歯車機構を採用し，試運転を行った．その結果，入力回転速度 10000rpm まで安定な運転を確認している．更に，ワイヤ線径と加工可能な最小モジュールとの関係を明らかにし，線径 10μm のワイヤを実用化できれば，モジュール約 0.01 の歯車が製作可能であることを報告している．

以上のように，ワイヤカットによる歯車製作について研究を行っており，歯車装置としての運転評価も実施しているが，歯車単体のピッチ精度や歯面誤差については報告されていない．表面粗さに関しては 2μmRz(最大高さ粗さ)程度であるが，モジュールが小さくなるほど，その影響を大きくなるため，カット面の表面粗さについて課題がある．また，ワイヤカットの加工時間は歯車 1 個あたり 1～2 時間必要であり，生産上の課題も残っている．

切削・研削など従来の機械的手法による実用的な微小歯車製作の研究は，小笠原ら[9)]が実施した．外歯車についてはモジュール 0.025 のホブを製作し，内歯車についてはモジュール 0.14 のブローチを製作した．またこれらの工具さえあれば，微小歯車が歯切りできるとは判断せず，加工条件についても見直ししている．管理すべき項目として，

①ホブ盤の固有誤差　②ホブの誤差　③ホブの取付誤差

について着目し，市販のホブ盤に大規模な改良・改造を施し，モジュール 0.01 の歯車を製作した．

また，減速機全体の組立精度に対して鈍感な機構として，フェースギヤを用いた超小型歯車減速機を提案している．

1.4.2　歯形に関する研究例

3K 型不思議遊星歯車機構を採用することによる，大減速比ギヤヘッドの小型化については宮川ら[10) 11)]が研究した．本機構は 1 段減速で減速比 60～1000 まで得られることが特長であり，容積・重量共において従来品（2KH 型遊星歯車機構）より 20%の低減に成功した．しかし，モジュール 0.14，0.08 の歯車を用い減速機(定格トルク 0.25Nm)を運転評価した結果，動力伝達効率については従来品より 15～25%程減少した．従って，効率改善の研究についても行っている．

内歯車対の遠退き噛み合い率と近寄り噛み合い率を調整することによって，動力伝達効率を 10%上昇させることに成功した．しかしながら，モジュール 0.14 の歯車を用いた減速機に対しては，モジュール 0.08 の歯車を用いた減速機の動力伝達効率の改善効果は小さかった．その対策として，モジュール 0.1 以下の歯車では高精密加工とキャリアの高精度組立の検討が必要と報告している．

100～400W のモータに適用する遊星減速機において，歯形を改良することによる減速機の高精度化研究は難波ら[12)]が実施した．遊星歯車の構成部品である内歯車について，トロコイド干渉・インボリュート干渉などの干渉を排除した修正特殊歯車を採用した．また，3 本の遊星軸は 3 点ピッチを均等化するため，キャリアへ特殊加工を施して，減速機としての精度を向上させている．

内公転歯車機構の歯形を改良することによって，400W クラスのモータに適用される減速機を高強度化する研究は，磯崎ら[13)]が行っている．内歯車に円弧歯形，外歯車にエピトロコイド平行曲線を用い，インボリュート歯車より噛み合い率を向上させている．したがって，従来の減速機よりも高強度・長寿命の減速機を開発し，小型ギヤードモータとして実用化した．

1.4.3　減速方式に関する研究例

波動歯車とよばれる特殊な歯車装置の小型（扁平）化については，清沢ら[14)]が研究を行った．波動歯車装置は，ウェーブジェネレータ，フレクスプライン，サーキュラスプラインといった 3 部品を基本とした，内公転歯車装置の一種である．本装置を扁平化するため，歯車の歯幅を短縮し，装置の軸方向長さを従来の 50～60%へ短縮した．歯幅を短縮したため，伝達トルクが 30%減少したが，重量も低減されているためトルク／重量比では，従来品と同等以上の性能を確保している．

また，山岸[15)]は清沢らが開発した波動歯車装置について，信頼性向上の研究を行った．扁平化された波動歯車装置は，従来品よりも歯車の歯底に発生する応力が高くなり，疲労強度が低下する問題を抱えていた．そこで，ダイヤフラムと呼ばれる歯車と一体に設けられた円筒部材の形状（厚さ）を最適化することで，発生応力を低下させることに成功した．

波動歯車装置は, 1 段減速で減速比 30～120 が得られ, コンパクトで優れた減速機である. しかしながら，本装置の動力伝達効率は最大でも約 65%程度 [16]であり，高速運転時の損失として振動・騒音の発生および，装置の発熱が懸念される.

コンパクトながら大減速比を得られる減速機として，内公転歯車機構についての研究は，大道ら [17]が行った．外径 φ10～200mm の減速機を 9 種類試作し，評価を実施した．その際，潤滑にはオイルとグリースを用い動力伝達効率への影響についても調査している．その結果，粘度の高いグリースに対して，オイルを用いた方が動力伝達効率は 5～10%向上するという結果を得た．しかし，減速機外径の大きいものほど，オイル潤滑での動力伝達効率の向上が顕著に見られるが, 外径の小さいものでは効果が小さかった. その理由として，小モジュール歯車を製作する上で，発生した製作誤差による損失の影響が大きく，潤滑油粘度による動力伝達効率の改善効果が大きく現われなかったと報告している.

歯車装置を一歩進歩させたボール減速機については，加知ら [18]が研究を行った．歯車のような噛み合い機構の中にスチールボールを介在させ，噛み合わせてトルクを伝達する機構である．理論上は噛み合い率 100%，高効率，低騒音という特長を持ち，従来の歯車方式よりも小型化が見込める.

しかし，スチールボールを介在させて噛み合わせるため，相手側の溝はサイクロイド曲線を用いた複雑な加工が必要となる．スチールボールについては比較的高精度の加工が可能であるが，サイクロイド曲線の溝を加工するには NC の精度によるところが大きいと思われる．そのため，理論的に証明された利点について，全てを実用化に盛り込むまでには至っていないのが現状である.

1.4.4　歯車材質に関する研究例

ギヤヘッドの製造コスト低減および, 歯車の歯切り廃止のためのプラスチック成形歯車については田村ら [19]が，研究・開発した．材質ポリアセタール（POM），モジュール 0.1 の歯車を試作し，定格トルク 7mNm で 1.4×10^6 回転の耐久試験を実施している．尚，成形はワイヤカットにて製作した金型を用い，射出成形によって行った.

モバイルコンピュータなどに適応した超小型プリンタの紙送り装置に, プラスチック歯車を適用する研究については，片野ら [20]が実施した．歯車の成形には，線径 φ0.03mm のワイヤにてワイヤカットした金型を用いている．製作した歯車は約 8mNm まで伝達可能であり, 歯車装置として厚さ 9.2mm, 重さ 16g の超小型プリンタメカニズムの開発に成功した.

高強度，精密成形性などの特長を持つ新素材「バルク金属ガラス」を使用し，高圧射出成形法でギヤヘッド開発する研究については石田ら [21]が行っている．歯車はモジュール 25 μ

m，歯数 9 枚の太陽歯車を含む，遊星歯車減速機を構成している．評価は，歯車装置として 100 μ Nm のトルクを負荷し，6×10^7 回転の耐久試験を実施した．また，歯車単体では歯面の表面粗さが射出成形金型の表面粗さと比較し，同等であることを確認した．更に金型を改良し，歯面の表面粗さ 1 μ mRy 以下で成形することを実現した．

歯車材質を金属から樹脂あるいはバルク金属ガラスに変更した歯車製作法はいずれも金型を用いた射出成形である．金型自体はワイヤカットにより製作されている．1.4.1 項で堀らが報告したように，ワイヤカットによる微小モジュールの歯形製作には課題が残っている．また加工時に発生する放電ギャップ，カット面の表面粗さが 1〜2 μ m 程度あり，モジュールが小さくなるほどその影響は無視できなくなる．

射出成形は生産効率がよく，近年の成形技術と材料性質の向上で成形精度も向上してきている．しかし，誤差を有した金型を用いて射出成形すれば，歯車には金型の誤差に加えて成形誤差が含まれることになるため，直接ワイヤカットした歯車に比べ，精度面では劣ると考えられる．

1.5 本研究の目的

小型ドライブシステムに適用するギヤヘッドには，小型化・高精度化に際して 1.3 節にまとめたような問題点がある．また，製作法，歯形，減速方式，歯車材質などの観点から小型化・高精度化を目的とした研究例を 1.4 節にまとめた．しかし，いずれの研究例においても微小モジュールの歯車を製作する上で，精度面の課題を解決できていない．

製作法に関する研究例では，ワイヤカットによる歯車製作が取り上げられているが，ワイヤカットによって発生する放電ギャップの大きさ，カット面の表面粗さが 1〜2 μ m 程発生し，製作する歯車のモジュールが小さくなるほど精度に影響することが予想される．

また，ワイヤカットによる加工は歯車 1 個あたり 1〜2 時間要するため，低コストで大量生産を行うことを前提とした小型ドライブシステム市場において，実用化は困難であると言える．

歯形に関する研究では，歯形を改良することによる噛み合い率の向上，トロコイド干渉などの排除について検討されている．しかし，一般的な大きさの歯車であれば加工精度も保てるが，モジュール 0.1 以下の歯車では加工精度の確保が困難であり，更に歯形が複雑になれば加工も困難になると予想される．

減速方式に関する研究では，内公転歯車機構により大減速比をコンパクトな機構で実現している．しかし，従来の 2K-H 型遊星歯車機構と比較し，動力伝達効率が低く，振動・騒音の発生などが懸念される．

歯車材質に関する研究では，ポリアセタールやバルク金属ガラスを用いた歯車の射出成形

が取り上げられている．射出成形に用いられる金型はワイヤカットにより製作されている．近年の成形技術と材料性質の向上で成形精度も向上してきているが，誤差を有した金型を用いて射出成形すれば，歯車には金型の誤差に加えて成形誤差が含まれることになるため，直接ワイヤカットした歯車に比べ，精度面では劣ることが予想される．

以上の研究例を調査した結果，動力伝達用減速機では歯車方式が主流であり，歯車の小型化に関する研究は製作法・歯形・減速方式・歯車材質などの多岐にわたり報告されているが，小型化に伴う高精度の確保については明確な対策が確立されていないことが分かった．

また，歯車や類似の噛み合い方式を用いた減速機では，歯車を有しているが故に噛み合いに伴う歯面摩擦による動力損失と，歯の弾性変形による噛み合い騒音などの発生が伴う．特に自動車，福祉機械，自動ドアなどの民生用の諸機械は，歯車騒音低減が大きな技術課題となっているため，歯車の噛み合い振動低減技術開発が進んでいるが，歯がある限り歯の撓み弾性変形は避けられず静粛化には限界がある．ここで，改めてギヤヘッド機能「モータから出力される動力を伝達する．トルクを増大し，適正な回転速度まで減速する．」を満たすための新機構を検討した．Fig.1-6 に動力伝動装置の一覧とその得失表を示す．

		歯切り		振動・騒音		スリップ		潤滑		摩耗		製作コスト	
歯車使用	円筒歯車 かさ歯車 ハイポイドギヤ ウォームギヤ 遊星歯車装置 波動歯車装置	必要 一般形状	×	大	×	無	○	必要 一般油	△	中	△	中	△
転動体使用	ボール減速機 ローラカム減速機	必要 特殊形状	×	中	△	無	○	必要 一般油	△	中	△	大	×
フリクションドライブ	摩擦車 車輪（鉄道） タイヤ（自動車）	不要	○	小	○	微小	△	不要	○	大	×	中	△
トラクションドライブ	遊星ローラ減速機 トロイダルCVT ウェッジローラ	不要	○	小	○	微小	△	必要 特殊油	×	小	○	大	×
ベルト	平ベルト Vベルト 歯付ベルト	一部 必要	△	大	×	有	×	不要	○	大	×	小	○
チェーン	ローラチェーン サイレントチェーン	必要	×	大	×	無	○	必要 一般油	△	中	△	中	△
ねじ	ボールネジ	必要	×	小	○	無	○	必要	△	小	○	大	×
クラッチ	かみ合いクラッチ 摩擦クラッチ 自動クラッチ	一部 必要	△	中	△	有	×	必要	△	大	×	中	△

Fig.1-6 動力伝動装置の得失表

これまで小型化・高精度化について多くの研究がなされている歯車とは別に，本研究では①噛み合い方式のような歯切りが不要　②歯がないことによる騒音・振動レベルの低さ③転動面に潤滑を介在させることによって構成部品が摩耗しにくい

と 3 点の理由から，300W 以上の中・大型では実績のある，ローラによる転がり方式のトラクションドライブ（潤滑摩擦駆動）に着目した．

以上より，本研究の目的を次とした．

① 歯車を用いたギヤヘッドに対して，トラクションドライブの持つ長所と短所について分析する．

② 一般的に高精度分野市場にて使用されているトラクションドライブにおいて，その特長を活かしつつ，小型ドライブシステムの市場に適用するような構造を考案し，性能を評価する．

③ 今後更なる小型化が進み，それに伴い高精度化を要求される市場に対して，トラクションドライブを提案する．

1.6　本論文の内容

本論文の内容は次の通りである．

[第 1 章]

本章では，小型ドライブシステムを構成する小型モータについて，製造メーカの現在の動向や生産高の推移，モータの種類別生産高の推移を調査した．また，小型化ニーズの拡大するギヤヘッドが抱える問題点を精度・製作法・強度の観点からまとめた．

次に，小型歯車装置の研究例について調査を実施した．しかし，これらの研究例からも歯車などを用いた噛み合い方式の動力伝動装置では，小型化のニーズを満たすために，加工精度や製作法についての問題をクリアする必要があるとの報告が多数であった．

そこで，歯車を用いずに動力を伝達できるトラクションドライブに着目し，小型ドライブシステムへ適用することによる，高性能化の必要性と実現見通しについて述べた．

[第 2 章]

トラクションドライブの開発事例および，研究例を無段変速方式と固定速比方式に分類・整理した．また，一般的な遊星ローラ型トラクションドライブの構造（部品構成および動作・法線力の発生構造・潤滑油）について説明した．更にトラクションドライブの持つ特長として，回転精度・バックラッシ・振動・騒音について，歯車装置と性能比較し，結果トラクションドライブが有利となる場合があることを明らかにした．

[第 3 章]

トラクションドライブは一般的に高精度分野で多く適用されているため, 高品質であると共に，高価な動力伝動装置である．そこで，トラクションドライブの特長を活かしつつ，一般汎用分野である小型ドライブシステム市場に適用させるためのポイントを整理した．その結果，安価で従来のトラクションドライブより大伝達容量という条件を満たす構造として，転がり軸受転用型トラクションドライブを考案した．

また，その転がり軸受転用型トラクションドライブを“マイクロトラクションドライブ”と名付け，新構造及び機能をまとめた．更に，マイクロトラクションドライブの構造における特長・各部名称について定義した．

[第 4 章]

マイクロトラクションドライブが遊星ギヤヘッドよりも伝達容量･効率の点で高性能であること検証するため，実際にアンギュラ玉軸受を転用した 1 段減速型を試作し，基本性能を評価した．伝達性能については，減速比・伝達可能トルク・必要予圧力について検討した．強度については，各部の接触圧力について検討し，更にトラクションドライブとして機能させるため，接触部の弾性流体潤滑油膜厚さから，油膜パラメータ Λ について検討した．以上の検討から，選定したアンギュラ玉軸受がトラクションドライブとして機能するという結果が得られた．次に試作機を製作し，またその基本性能を評価するための試験装置を設計製作した．評価項目は温度上昇・接触電気動通・減速比・転動面すべり・動力伝達効率・騒音レベルと設定し，同サイズの遊星ギヤヘッドとの性能比較結果をまとめた．

[第 5 章]

第 4 章で開発した 1 段減速型の発展型として，2 段減速型を試作・評価した．開発したトラクションドライブは市販の転がり軸受を転用しているため，基本的な転がり軸受のプロポーションから得られる減速比は 1 段で 2.7 程度しか得られない．しかし，小型ドライブシステム市場では，モータの高速化に伴う減速比増大のニーズが高まっている．そこで，マイクロトラクションドライブを 2 段直結し，減速比 7.3 とした構造について，第 4 章と同様に検討した．試作構造はトラクションドライブの動力伝達に必要な予圧力を 1 つの機構で前段と後段の減速段に与える構造とした. 性能評価としては, 基本性能の評価とは別に, トラクションドライブの仕様（転動体数・予圧力・保持器材質）を試験条件として変化させ，動力伝達効率に対する影響についても調査を実施した.

[第 6 章]

転動面接触部が線接触となる円すいコロ軸受を転用し，接触圧力を低減することによって更なるトルクアップを目標としたマイクロトラクションドライブを開発した．転動体に玉を用いると，伝達可能トルクに影響する各部の接触が点接触となる．そのため，大トルクが負荷されると接触圧力が高くなり，焼きつきの危険が高くなる．そこで円すいコロ軸受を転用することを検討した．検討事項はアンギュラ玉軸受と同様であるが，円すいコロ軸受はその構造の違いから，予圧力がコロの転動面と端面に分配される．事前検討で予圧力分配を考慮し，伝達可能トルクを設定した．次に，本構造についても試作機を製作し，基本性能として減速比・すべり率・動力伝達効率を評価した．また，円すいコロ軸受はアンギュラ玉軸受と違い，コロ端面のすべり接触による発熱も懸念されたため，温度安定試験についても実施した．

[第 7 章]

第 4 章から第 6 章での評価結果をまとめた．また，歯車を用いたギヤヘッドとの性能比較結果についてもまとめ，転がり軸受転用型トラクションドライブが小型の動力伝動装置として優れていることを述べた．最後に小型ドライブシステム市場に対して，本研究による減速機構造を適用することによる更なる市場発展の可能性を示し，総括とした．

第 1 章の参考文献

(1) 狭山精密株式会社：“SAYAMA 総合カタログ”，(2003)11, pp.6-7

(2) ㈱電子マーケティング情報社：“2006 年版 小型モータ需要動向-調査報告書-”，(2006) pp.4,6,78-137,186

(3) HAULHABER：“モータ総合カタログ”，光進電気工業株式会社，(2005)10, pp.92-93

(4) 城越教夫：“世界最小の精密遊星減速機の開発”，2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(2004) pp.871-872

(5) 城越教夫，日高照晃，賀勢晋司：“小バックラッシ遊星歯車装置における各種誤差と性能に関する研究（遊星歯車軸位置偏差，目標バックラッシおよび反かみあい側歯面荷重の関係）”，機械学会論文集 C 偏 66 巻 646 号，(2000) pp.222-228

(6) 堀　光平：“超小型遊星歯車減速機の開発―小型歯車のワイヤ放電加工―”，日本機械学会　ロボティクス・メカトロニクス講演会’92 講演論文集 Vol.B，(1992) pp.527-542

(7) 堀　光平：“超小型遊星歯車減速機の開発”，機械設計 39 巻 6 号，(1995) pp.53-57

(8) 堀　光平：“超小型遊星歯車減速機の試作に関する研究”，日本機械学会　ロボティクス・メカトロニクス講演会’94 講演論文集，(1994) pp.965-968

(9) 小笠原宏臣，林　輝，前田憲次：“機械加工による超小型減速機の開発”，日本機械学会誌 Vol.109, No.1046，(2006) pp.27-29

(10)宮川豊美，神野　誠，中山忠弘，長谷川幸久：“高いトルク体積比を持つ小型サーボアクチュエータの開発”，精密機械学会誌 Vol.72, No.1，(2006) pp.137-141

(11)宮川豊美，神野　誠，伊藤賢一，長谷川幸久：“小型遊星歯車減速機を内蔵した高トルクアクチュエータの開発”，日本機械学会　第 3 回機素潤滑設計部門講演会講演論文集，(2003) pp.153-154

(12)難波　誠：“マグマシリーズ MG 小型ギヤードモータ”，産業機械，(1983)12, pp.52-55

(13)磯崎哲志：“小型ギヤードモータについて”，産業機械，(2003)5, pp.47-49

(14)清沢芳秀，黒木潤一：“超扁平波動歯車装置の紹介”，日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム<伝動装置>講演論文集，(2004) pp.76-79

(15)山岸俊実：“ロボット用ハーモニックドライブ減速機の市場・技術動向”，月刊トライボロジー，(2004)11, pp.47-49

(16)ハーモニックドライブシステムズ株式会社：“精密制御用ハーモニックドライブ減速機 CFS-3 シリーズ技術資料”，No.0604-OR-TCFS3，(2006) pp.11-13

(17)大道武生, 井辺智吉, 首藤浩行, 林　哲司:“内公転減速機の小型化に関する研究”，日本機械学会講演論文集 No.870-3，(1987) pp.269-274

(18)加知修三：“超小型ロータリアクチュエータとその活用事例”，自動化技術 21 巻 7 号，(1989) pp.94-99

(19)田村　孝，片野圭二，照井琢磨，岩渕　明，清水友治：“小型・高精度プラスチック減速装置の開発”，日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集Ⅴ，(2003) pp.301-302

(20)片野圭二，田村　孝，照井琢磨，岩渕　明，清水友治：“超小型プリンタの紙送り技術”，日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集Ⅳ，(2003) pp.229-230

(21)石田　央，竹田英樹，西山信行，網谷健児，喜多和彦，清水幸春，渡邉大智，福島絵理，早乙女康典，井上明久：“金属ガラス製超精密ギヤを用いた世界最小・高トルクギヤードモータ”，Materia Japan44 巻 5 号，(2005) pp.431-433

第 2 章

トラクションドライブの技術課題

2.1　トラクションドライブの原理

ある法線力により圧接された 2 物体間に，適切な潤滑油を使用して油膜を形成させる．その油膜のせん断抵抗力をトラクション力（牽引力）とし，2 物体間に駆動力を伝達する装置をトラクションドライブと呼ぶ．（Fig.2-1）

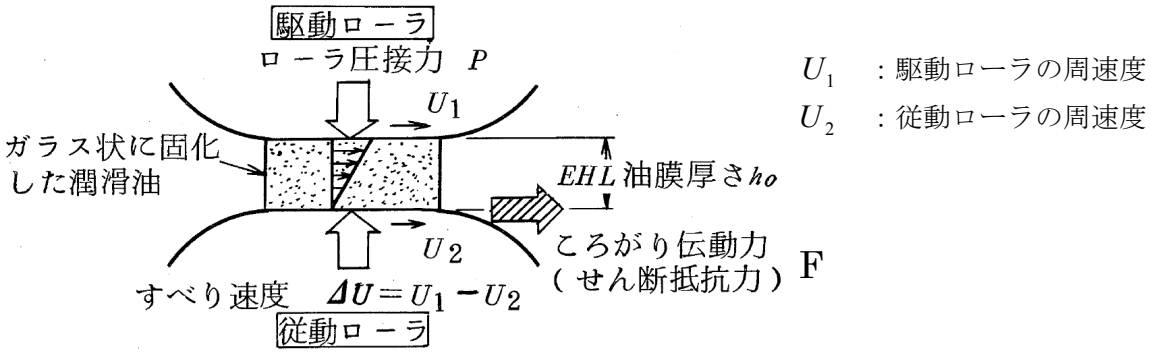

Fig.2-1 トラクションドライブの原理 [1)]

自動車のタイヤや鉄道の車輪のように 2 物体間に生じる摩擦力で駆動力を伝達する例は身近にも存在するが，この場合はフリクションドライブ（摩擦伝動）と呼ばれ，摩擦面の摩耗は避けられない．従って，自動車のタイヤや鉄道の車輪は定期的な交換が求められている．トラクションドライブは，油膜の存在により 2 物体間の直接的な接触は避けられるため，摩耗の発生を抑えることができ，長期間にわたって安定した動力伝達性能を維持することが可能である．この油膜の有無こそが，トラクションドライブとフリクションドライブの決定的な差である．

2.2　開発事例・研究例

トラクションドライブの開発事例を，無段変速比方式と固定変速比方式に分類し，以下にまとめた.

2.2.1　無段変速比方式

初期のトラクションドライブは適切な潤滑法が確立されておらず，摩擦伝動装置（Friction drive）として登場している．1877年の C.H.Hunt の特許では，円弧形状の金属ディスクに，皮革によりカバーされた伝達輪が押し付けられ，金属ディスクと伝達輪の接触位置を無段階に変更できる構造とすることで金属ディスクの回転数を変速する無段変速機を構成している．また 1899 年の W.D.Hoffman の特許を見ると，摩擦伝動ではあるが，今日自動車用無段変速機として開発されているトロイダル CVT の原型が見られる．Fig.2-2,2-3 に構造 [2]を示す.

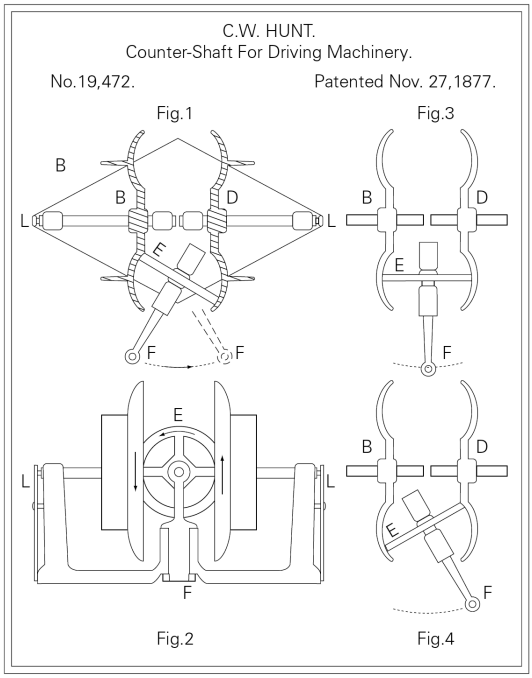

Fig.2-2 トロイダル摩擦伝動装置
(Hunt, 1887) [2]

これら無段変速機は，その当時の工場で使用されていた，ベルトで駆動される各種機械の速度調整用に使用されていた.

こうした摩擦伝動装置は，自動車用無段変速機として様々な改良が行なわれている.

自動車用無段変速機は当時，歯車式・油圧式・電気式などが試行されていたが，摩擦式が構造的に最もシンプルであり，最初に自動車に搭載された無段変速機になった.その後，1920 年代に入り，General Motors（GM）において潤滑された金属を使用する耐久性の高いトラクションドライブの開発がスタートする. Fig.2-4 は 1928 年に GM が開発した Toric Transmission と呼ばれるトロイダル型 CVT の構造図 [2]である．しかしながら，この Toric Transmission が市販されることはなかった．その理由は明らかではないが，実車走行テストでの耐久データと実験室で得られるベンチ

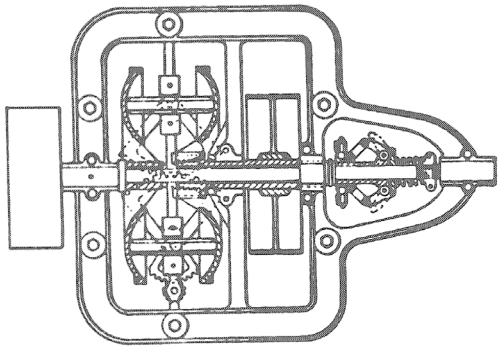

Fig.2-3 ベルト駆動による
トロイダル摩擦伝動装置
(Hoffman, 1899) [2]

テストでのデータに差があり，その差が解決できなかったことや，その当時は，部品に使用する高品質の軸受鋼が需要を満たすほど十分に供給できなかったこと，などが挙げられている．しかし，このことによって自動車用トラクション CVT が消えてしまったわけではなく，1960 年代には GM の実験車であるガスタービン RTX バス用として使用されており，今日では日本精工とジャトコによるハーフトロイダル型 CVT [3]が，世界で初めて日産自動車の市販車に搭載されている．

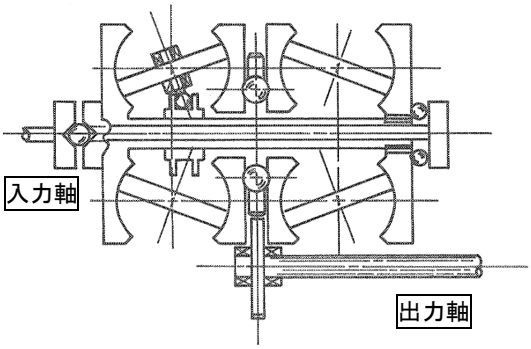

Fig.2-4 GM によるトロイダル CVT [2]

一方，一般産業機械用のトラクションドライブは，無段変速機としての発展と固定速比としての発展に大別される．無段変速機としてのバリエーションは数多く提案され，現在では日本電産シンポのリングコーン RX トラクションドライブ [4]や，住友重機械工業がバイエル無段変速機 [5]をそれぞれ商品化している．

2.2.2　固定変速比方式

このように簡便な構造で無段変速機構が得られるトラクションドライブは，一般産業機械用の無段変速機として一定の成功を収めているが，固定比を持つ増・減速装置として製品化されたトラクションドライブは，これまでのところ多くはない．Fig.2-5 は GM の研究所で試作された固定比の一段型トラクションドライブの例 [2]であり，速比 1 : 6，373kW の伝達容量を持つものや，速比 3.5 : 1，75kW の伝達容量のものが 1960 年代にテストされている．

また，固定変速比方式トラクションドライブとしては，有名な NASA Lewis Research Center の Nasvytis が開発したマルチローラ型トラクションドライブ（Nasvytrac）[2]が挙げられる．Fig.2-6 に示すように，複数の直径が異なる遊星ローラを組み合わせることにより，1 段で 1 : 250 までの速比を得ることが可能であり，初期の実験値として，48.2 の減速比を有する Nasvytrac において 373kW，53,000rpm の入力回転速度による報告がなされている．更なる高速化のため，増速比 120

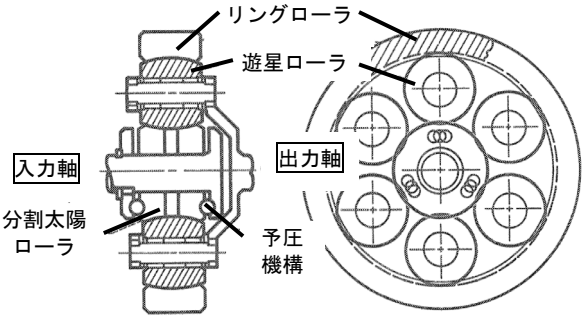

Fig.2-5 トラクションドライブ (GM) [2]

の供試体を液体潤滑なしの条件で 15 分間 480,000rpm，43 時間 360,000rpm 運転した記録がある. こうした高速回転用途としては，ガスタービンのレトロフィットやロケットエンジン用ポンプの試験装置などが挙げられる.

前述のように固定変速比方式トラクションドライブは，歯車式減速装置に比べ低騒音・低振動の特長を活かし，高速の特殊用途として開発されてきたため，広く一般産業機械用の動力伝動装置として販売されたのは，1979 年の三菱重工業製遊星ローラ増・減速機 TR DRIVE が最初であると思われる．Fig.2-7 に TR DRIVE[1]の構造図を示す.

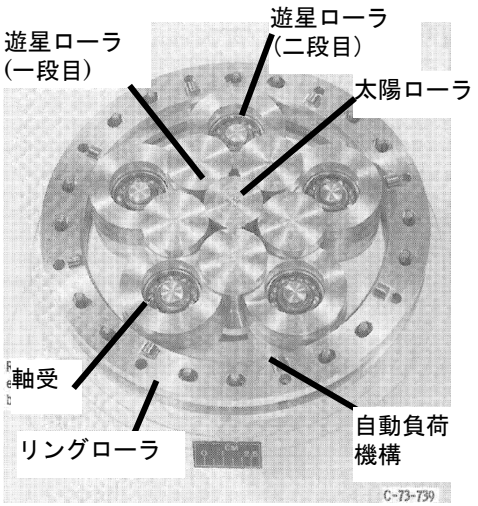

Fig.2-6 マルチローラ型トラクションドライブ(Nasvytrac) [2]

トラクションドライブには，低騒音・低振動以外にも歯車方式と比べてバックラッシが非常に小さい，角度伝達誤差や回転速度変動が極めて低いという特長があり，現在サーボコントロールされるメカトロニクス製品の駆動装置としての用途が広がっている．本節以降で，固定変速比方式トラクションドライブの基本構造と，その構造が持つ特長について述べる.

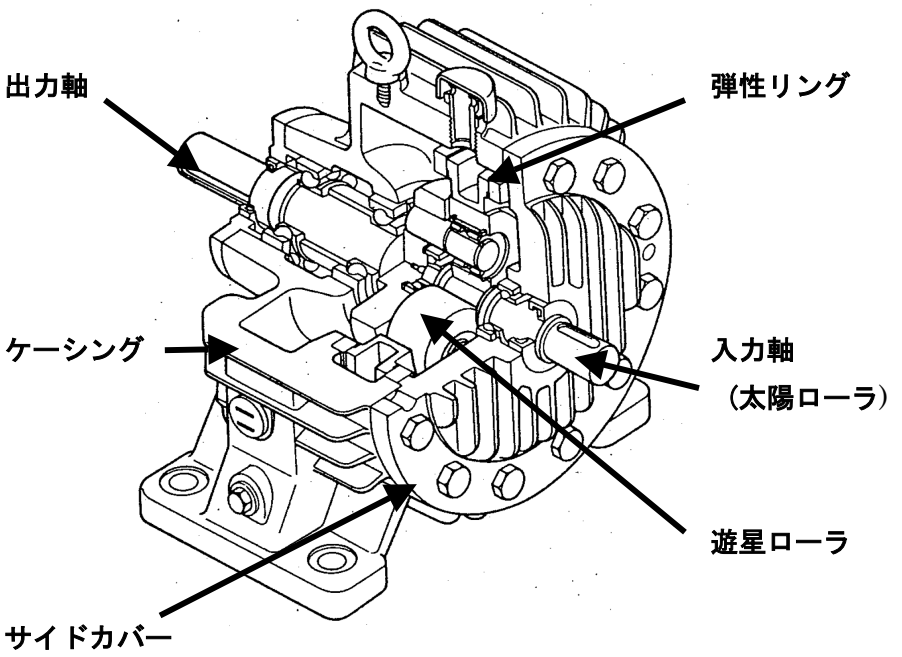

Fig.2-7 トラクションドライブ（三菱重工業) [1]

2.3　固定変速比方式トラクションドライブの基本構造

2.3.1　構成および動作

固定変速比方式のトラクションドライブとして, 最も一般的な形としては遊星ローラ型トラクションドライブが挙げられる．その構成は，“太陽ローラ”，その周りに複数の等間隔に配置された“遊星ローラ”，そして遊星ローラの外周にある“リングローラ”，遊星ローラの公転と同期して回転する構造の“キャリア”から成る．

トラクションドライブを減速機として作用させる場合には，Table 2-1 のように 3 通りの組み合わせがあるが，その中でも減速比が大きく得ら，入力軸回転方向と出力軸回転方向が同一であるプラネタリー型の動作を Fig.2-8 に示す．

Table 2-1 減速型トラクションドライブの組み合わせ

タイプ	入力	出力	固定	出力回転方向
スター型	太陽ローラ	リングローラ	キャリア	入力と逆方向
プラネタリー型	太陽ローラ	キャリア	リングローラ	入力と同方向
ソーラ型	リングローラ	キャリア	太陽ローラ	入力と同方向

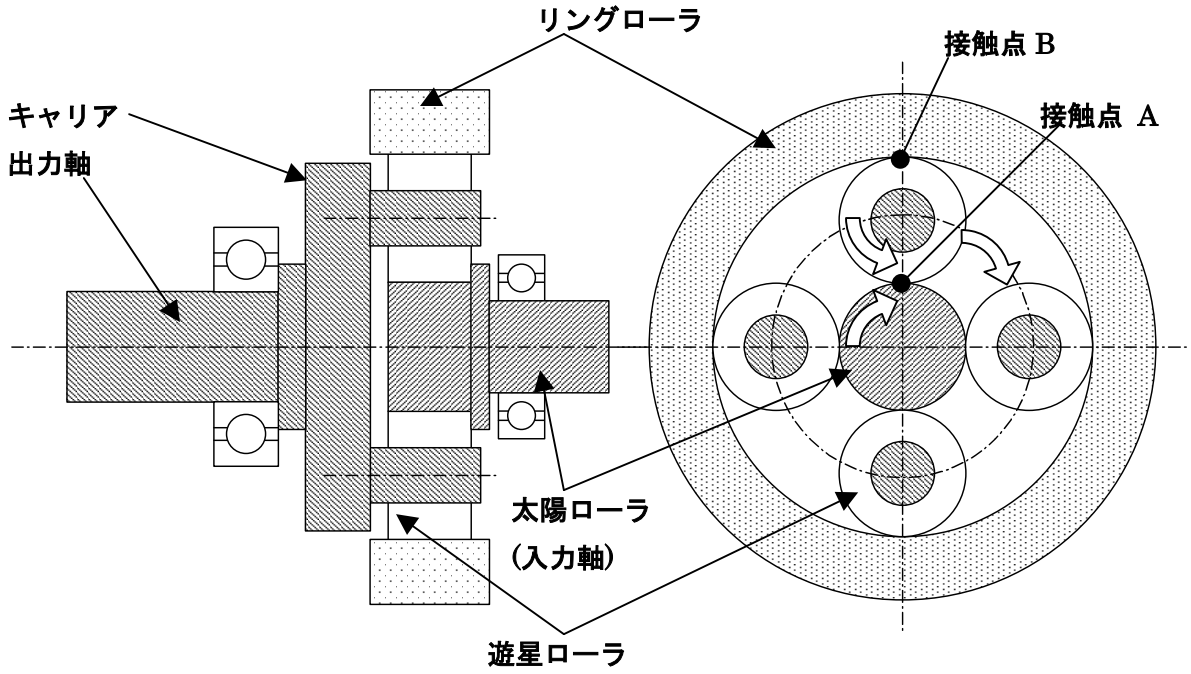

Fig.2-8 プラネタリー型トラクションドライブの構造

① 太陽ローラを入力軸として，ある方向へ回転させる．
② その際，ローラ接触点 A はトラクション力の作用により，滑らずに太陽ローラの回転方向へ移動する．
③ 遊星ローラはローラ接触点 A の移動に伴い，太陽ローラと反対方向へ自転する．
④ ローラ接触点 B も同様にトラクション力が作用しており，またリングローラは固定されているので，ローラ接触点 B を支点に自転をする遊星ローラは，太陽ローラを同方向に公転することになる．
⑤ 遊星ローラの公転と同期して回転するキャリアを出力軸とすることで，減速機として作用する．

2.3.2 法線力の発生構造

駆動力を伝達するために必要なトラクション力は，Fig.2-9 のように各ローラ間に法線力を与えることによって得られる．法線力を与えるには，次のような方法がある．

① 2.2.2 項 Fig.2-5 のように，太陽ローラをある斜面を持つ対向させた 2 つの部品で構成し，太陽ローラに加わるトルクを利用して，遊星ローラを挟み込む．
② リングローラの内径をあらかじめ太陽ローラと遊星ローラを組み合わせた外径よりも小さく製作しておき，しまりばめをする．
③ 3 つの遊星ローラの内，1 つの外径を若干大きくし，残りの小ローラの内，1 つを太陽ローラとリングローラ間で形成される領域でくさび角方向にずらす．（ウェッジローラ方式）[6]
④ 弾性リングと呼ばれる，断面が U 字状のリングローラを用い，左右から変位を与えて内径をクラウニング変形させる．（Fig.2-10：弾性リング方式）[1]

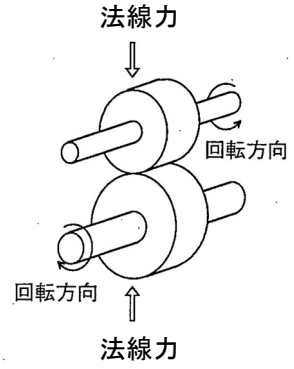

Fig.2-9 ローラにかける法線力

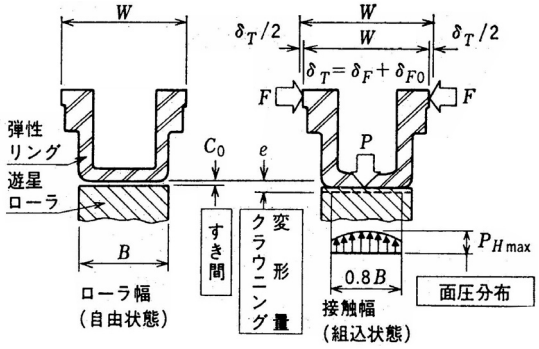

Fig.2-10 弾性リング方式による予圧機構 [1]

上記④の弾性リング方式は 2.2.2 項で述べた三菱重工業製 TR DRIVE に採用されている．弾性リング方式は，① ③のように構造が複雑にならず，また②とは異なり，法線力を弾性リングの左右から与える変位によって調整できるという特長をもつ．

2.3.3　潤滑油

(1)　トラクション係数

2.1 節で説明したとおり，トラクションドライブは法線力により圧接された 2 物体間に，油膜を形成させ，その油膜のせん断抵抗力をトラクション力（牽引力）とし，2 物体間に駆動力を伝達する装置である．2 物体間の接触面が油膜によって分離している時に，接触面間に働く法線力とトラクション力の関係は(2-1)式および，Fig2-11 で示され，μ_t をトラクション係数と呼ぶ．

$$\mu_t = \frac{\text{トラクション力}}{\text{法線力}} \qquad \cdots(2\text{-}1)$$

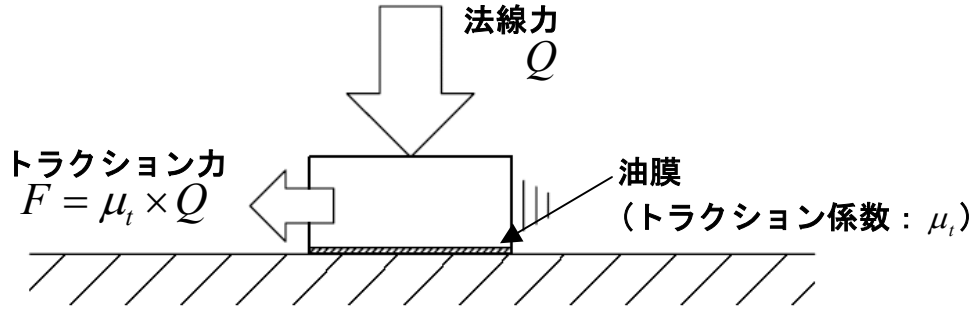

Fig.2-11 法線力とトラクション力の関係

同様の係数に摩擦係数 μ_f もあるが，本研究では接触面が油膜で分離されていない時を摩擦係数，油膜で分離されている時をトラクション係数と呼ぶ．

しかし，通常の歯車装置に使用されている鉱油や合成潤滑油を使用した場合，2 物体間に形成される油膜により発生するトラクション係数は 0.02～0.05 程度となる．一方，油膜分離されていない金属同士の接触における摩擦係数は 0.1 以上である．従って，金属同士の摩擦によって駆動力を伝達するフリクションドライブに比べて，一般的な潤滑油を使用して油膜分離した 2 物体間において駆動力を伝達するトラクションドライブは，2～5 倍の法線力が必要となる．

(2) トラクションオイルの特性

前記の理由から，トラクションドライブには 2 物体間が油膜分離しても，摩擦係数と同等のトラクション係数が得られる潤滑油が使用されている．その潤滑油を一般的にトラクションオイルと呼ぶ．また，トラクションオイルを基油としたグリース，トラクショングリースも存在する．

トラクション力は，高面圧・転がり-すべり接触面に形成される弾性流体潤滑膜のせん断抵抗として発現する．その大きさは油膜のレオロジー特性に依存し，運転条件（面圧、速度、温度、スピンの有無など）により変化する．トラクション力による動力伝達の概念図および，トラクションオイル分子であるジシクロアルカン化合物を Fig.2-12 に示す．

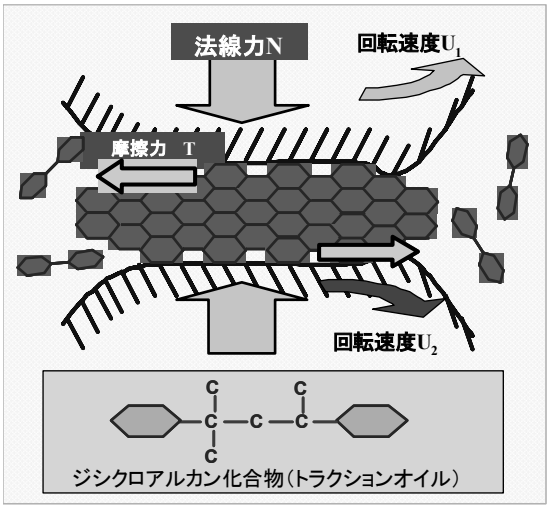

Fig.2-12 トラションオイルの概念図

トラクションオイルは通常の低面圧の状態では，普通の潤滑剤と同様の特性を持ち、また粘度も低い状態にある．しかし，このトラクションオイルに極めて大きい面圧が加わると，トラクションオイル分子であるジシクロアルカン化合物が整列し，ガラス状となって互いに絡み合い，摩擦係数を急激に増大させる．

この状態で，駆動側のローラを従動側のローラに押し付けながら回転させると，トラクションオイルのせん断抵抗力によって駆動側ローラの回転が従動側ローラへと伝わる．この時のトラクション力はローラ同士の接触圧力および，相対速度差 (U_1-U_2) によって決まる．

トラクションドライブでは駆動側ローラ面　→　トラクションオイル　→　従動側ローラ面へと駆動力が伝達される．しかし，高面圧下でガラス状に固化したトラクションオイル自体も駆動力を受けてせん断によって弾性変形するため，従動側ローラは駆動側ローラに少し遅れて回転を伝達する．この減少を“微小すべり”と呼び，トラクション係数と密接な関係をもつ．トラクション係数 μ_t とすべり率の関係を表す“トラクションカーブ” [7] を Fig.2-13 に示す．

トラクション係数の変化傾向は，一般的にまず比較的低すべり率領域ではすべり率に対して直線的に急増する．すべり率増加と共にその増加傾向は鈍化して，直線傾向からずれてきて頭打ちとなる．やがて漸近傾向をとる．これらの変化傾向は，油膜の粘弾性～弾塑性的挙動や，せん断発熱に伴う挙動と理解されている．

Fig.2-14 に合成ナフテン系のトラクションオイルのトラクション係数計測結果 [7]を示す．

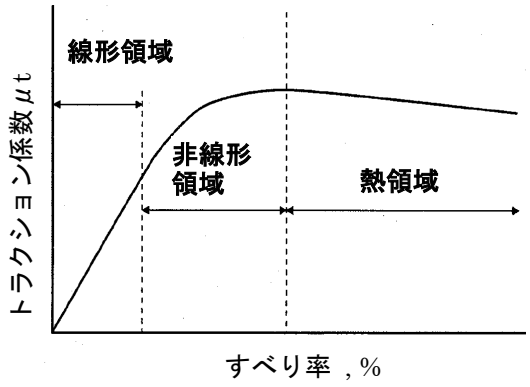

Fig.2-13 トラクションカーブ [7)]

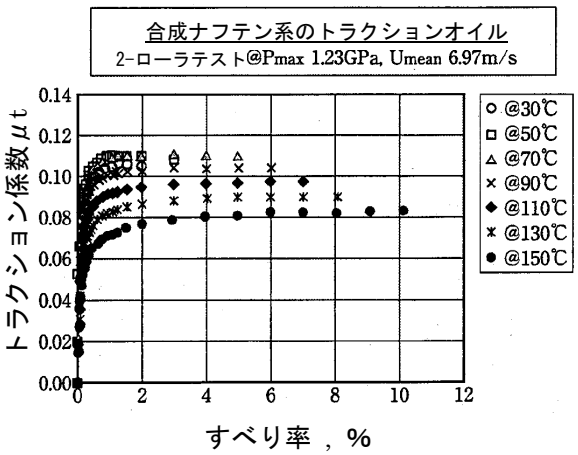

Fig.2-14 トラクション係数
(合成ナフテン系のトラクションオイル) [7)]

トラクション係数は,「温度」「2 物体間の接触圧力」「転がり速度」によって変化するが, トラクションオイルによって形成された油膜において, 2 物体間の接触面圧が 0.5GPa 以上, 相対すべり率が 0.8%であれば，トラクション係数は 0.08 以上得られることがわかる.

以上より，トラクションドライブをトラクションオイルで潤滑することによって，次の特長が発生する.

① 摩擦係数と同等のトラクション係数が得られるため，トラクションドライブは同構造のフリクションドライブと同等の法線力でも，同等の駆動力を伝達できる.

② フリクションドライブとは異なり，接触面が油膜分離されているため，接触面の摩耗を抑制することができる.

2.4　構造における特長

歴史的な変遷から，トラクションドライブは無段変速機としての発展と，固定変速比方式増・減速機としての発展とで，それぞれが対象とする用途や市場が異なる進化をしてきたことがわかる．本節では，固定変速比方式トラクションドライブについての特長を示す.

2.4.1　回転精度

動力伝動装置の回転精度は，主に角度伝達誤差と角速度変動（率）によって評価される. 回転精度誤差のない減速機を考えた場合，その回転伝達性能を「入力軸の回転を正確に減速比分だけ減速し出力する」と見なせる．実際の減速機において，ϕ_{in} と ϕ_{out} の関係を詳細に求めると，部品の加工精度や組立誤差などに起因する変動が生じている．そのため，(2-2)式は常時成立しておらず，(2-2)式に示す回転角度伝達誤差 $d\phi$ （$d\phi \neq 0$）が生じている.

$$d\phi = \phi_{out} - \phi_{in} / i \qquad \cdots(2\text{-}2)$$

また，回転角度伝達誤差$d\phi$を時間微分した$d\phi/dt$を角速度変動量（$\Delta\omega_{out}$）と定義している．この角速度変動量$\Delta\omega_{out}$は，基準となる出力軸の角速度ω_{out}に対する比で評価されることが多く，この比率を角速度変動率（δ）と呼び(2-3)式で表す．

$$\delta = \frac{\Delta\omega_{0ut}}{\omega_{out}} \times 100\% \qquad \cdots(2\text{-}3)$$

これらの数値は減速機の使用目的に応じて重視する対象が異なる．割出し装置などの静的な位置決め精度を重要視される用途においては角度伝達誤差が，塗工機やフィルム製造装置など角速度の変動を重要視される用途においては角速度変動（率）が対象となる．

角度伝達誤差および角速度変動率の実測例を以下に示す．[1)]

(1) ウォーム減速機の実測例

代表例として，従来から精密回転駆動系で多用されている精密ウォーム減速機を取り上げ，実測した結果を Fig.2-15 に示す．角度伝達誤差 46arcsec，角速度変動率 0.94%（at 出力軸回転速度 1.20rpm）で計測されている．

歯車噛み合い式減速機において，ウォーム減速機に勝る回転精度を有するものは希であるが，この実測データを観察すると，歯数に対応した角度伝達誤差fi（いわゆるギヤマーク）が明瞭に現れており，これに対応した角速度変動量ω_{out}が発生し，角速度変動率δを悪化させていることがわかる．

(2) トラクションドライブの実測例

代表例として，遊星ローラ型トラクションドライブの実測した結果を Fig.2-16 に示す．角度伝達誤差 6arcsec，角速度変動率 0.13%（at 出力軸回転速度 1.53rpm）という高精度が得られている．[1)] 転がり伝達方式であるため，歯車減速機で発生するギヤマークが存在しないのが特徴である．また歯車減速機では，歯車の表歯面と裏歯面の歯型・歯筋・ピッチ精度が必ずしも一致していないため，回転方向の違いによる回転精度の差が大きい場合がある．しかし，トラクションドライブは転動面が正・逆転とも共役であり，回転方向の違いによる回転精度の差が小さいという特長を有する．

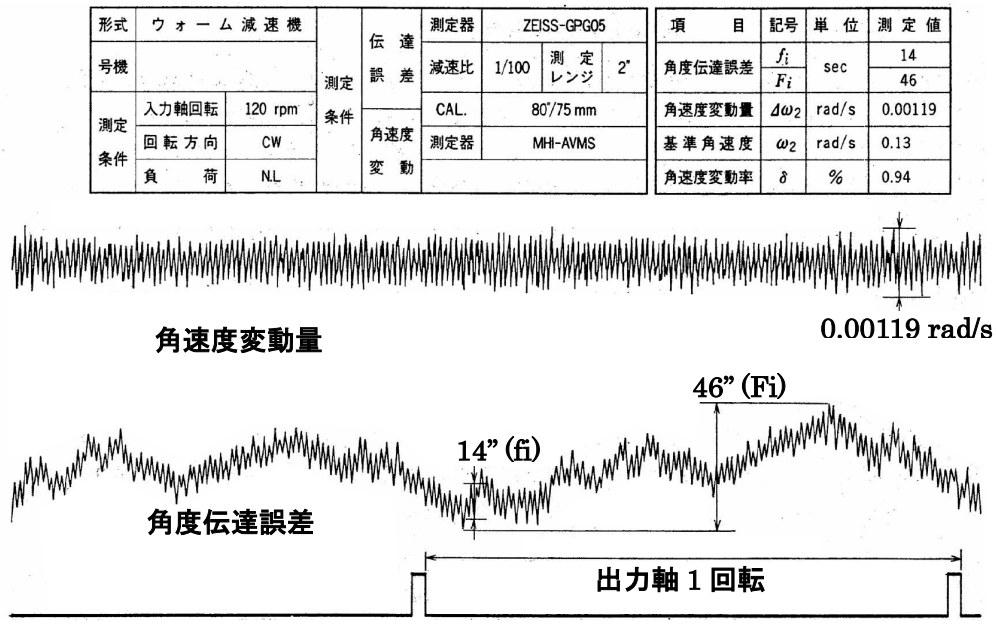

Fig.2-15 ウォーム減速機の回転精度 [1)]

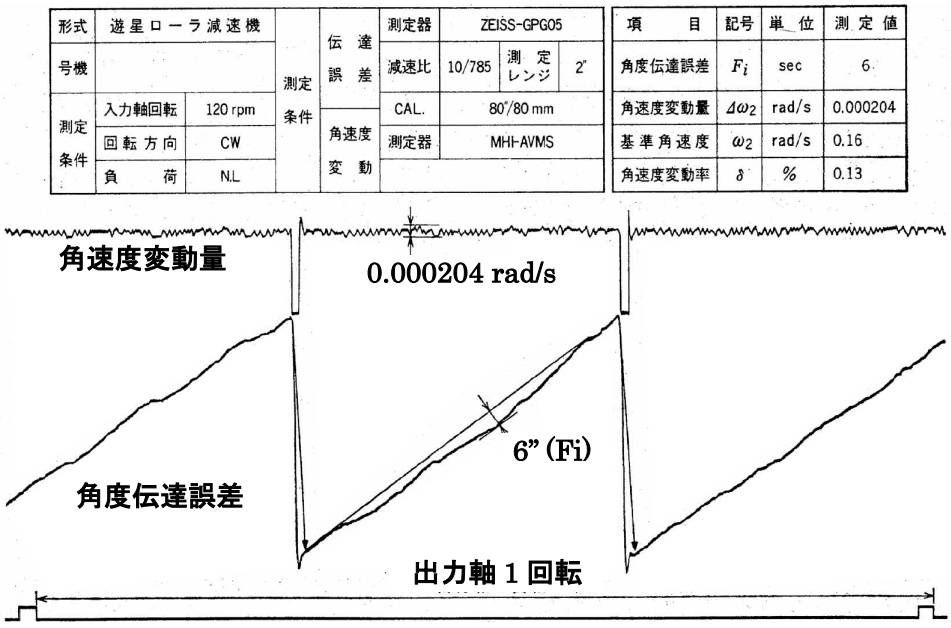

Fig.2-16 遊星ローラ型トラクションドライブ減速機の回転精度 [1)]

2.4.2　バックラッシ

歯車を用いた動力伝動装置では，歯車の歯厚誤差やピッチ誤差を吸収し，噛み合いを円滑にするため，バックラッシを設けている．バックラッシが歯車の噛み合い誤差以下のものは，円滑な動力伝達が得られず，運転時の熱膨張による歯面の損傷や焼付きなどを引き起こす可能性がある．そのため，歯車にはバックラッシが不可欠となるが，このバックラッシが存在することは，割出し装置などの静的な位置決め精度が必要な用途においては問題となる．これに対して，トラクションドライブは転がり伝達方式なので，転がり接触部におけるバックラッシは存在しない．

ウォーム減速機および，遊星ローラ型トラクションドライブの実測例を Fig.2-17，2-18 に示す．ウォーム減速機は歯車減速機の中でもバックラッシの極小化が可能であるが，前述のように噛み合い歯面部における歯厚誤差やピッチ誤差および，運転時の熱膨張に対する配慮から，バックラッシをゼロにすることは困難である．

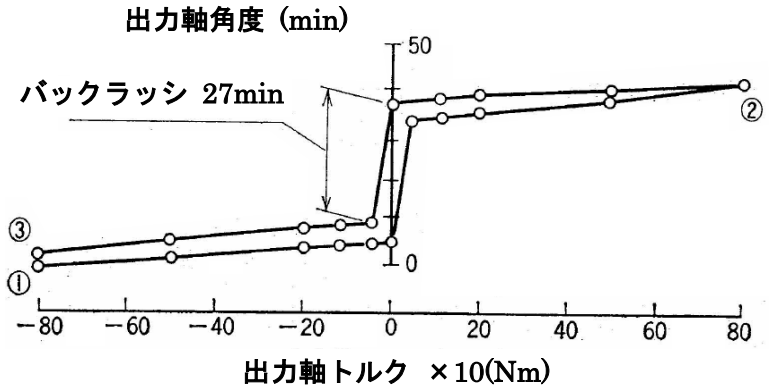

Fig.2-17 ウォーム減速機のバックラッシ [1)]

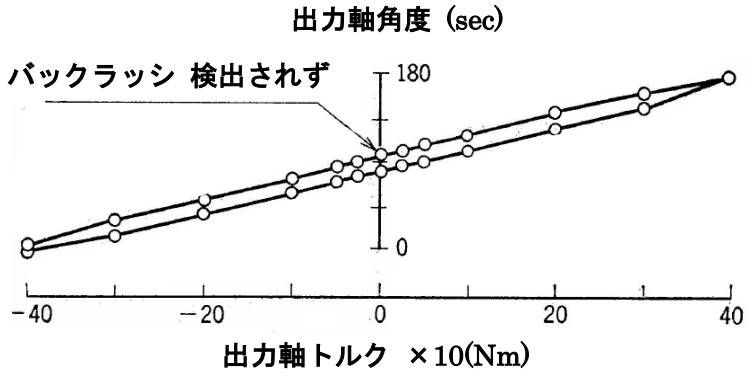

Fig.2-18 遊星ローラ型トラクションドライブ減速機のバックラッシ [1)]

2.4.3　振動・騒音

回転駆動系の振動・騒音の発生源は，駆動系を構成する回転体の不釣合いや，動力伝動装置の据付け誤差の他に，歯車を用いた動力伝動装置では歯の噛み合い部がその対象となる．歯車を用いた動力伝動装置の場合，無負荷での運転時において振動・騒音値が低くても，実際の負荷運転時には歯形誤差やピッチ誤差および，弾性変形などにより回転の円滑性が悪化して振動・騒音値が増大することがある．

これに対して，トラクションドライブは転がり伝達方式の利点を活かし，振動・騒音値が極めて低く，通常振動値の場合 3μmp-p 以下を容易に達成できる．また，この値は負荷運転時においてもほとんど増大しないという特性をもっている．Fig2-19 に遊星ローラ型トラクションドライブ（三菱重工業製 TR DRIVE）と遊星歯車装置の振動・騒音比較[8]を示す．

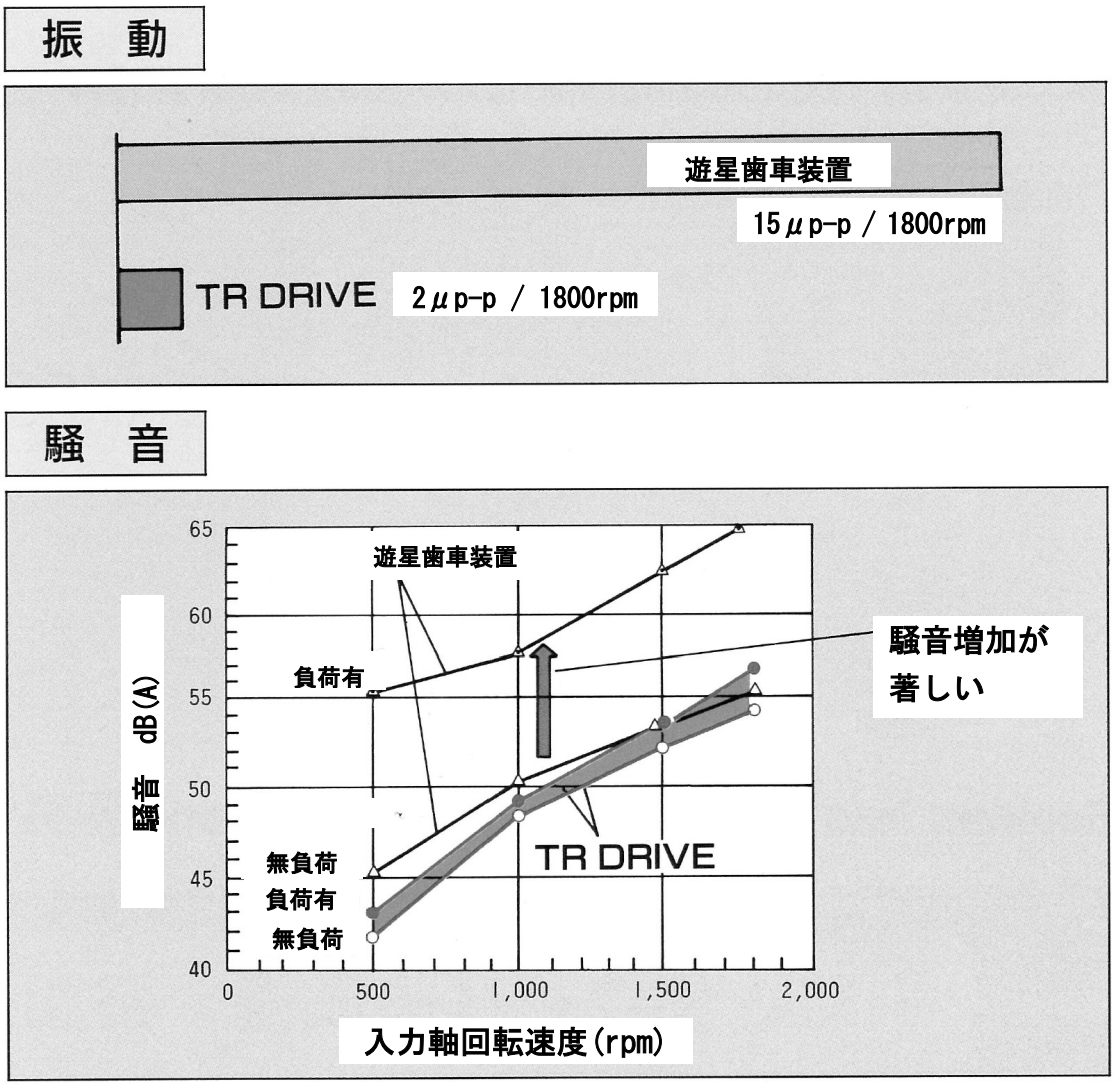

Fig.2-19 振動と騒音比較 [8]

2.5　トラクションドライブの技術課題

本章にて述べた内容より，歯車装置とトラクションドライブの特性を Table 2-2 にまとめた．2.4 節でも述べた通り，トラクションドライブは歯切りが不要で低振動・低騒音という点で歯車装置よりも優位である．しかしながら，噛み合いによる動力伝達でないために，歯車装置と比べ伝達トルクが約 1/2 以下, ローラなどの高精度部品や特殊油を要するために製作コストが高いという欠点も持つ.

そこで第 3 章では，トラクションドライブの特長を備え，歯車装置と同等のトルク伝達が可能で，かつ従来のトラクションドライブよりも安価な新構造について提案する.

Table 2-2 歯車装置とトラクションドライブの特性比較

項目	歯車		トラクション ドライブ	
歯切り	必要	×	不要	○
回転精度	中	△	高	○
振動	大	×	小	○
騒音	大	×	小	○
バックラッシ	大	×	小	○
スリップ	無	○	微小	△
製作コスト	低	○	高	×
潤滑油コスト	鉱油など （一般油）	○	トラクション油 （特殊油）	×
伝達トルク （同外径）	大	○	小	×

第 2 章の参考文献

(1) 高橋久義：“遊星ローラ減速機の回転伝達精度”，三菱重工技報 Vol.22 No.4, (2005)7 pp.1-4

(2) Stuart H. Loewenthal, Erwin V. Zaretsky：“Design of Traction Drive”, NASA Reference Publication 1154,（1985) 10, pp.6-11

(3) 町田　尚，村上保夫，今西　尚，宮田慎司：“トラクションドライブ式無段変速機パワートロスユニットの開発”，NSK TECHNICAL JOURNAL No.669-671, (2001) pp.4, 15

(4) 日本機械学会：“機械要素・トライボロジー”，機械工学便覧　デザイン編 β 4, (2005)10 pp. β 4-107

(5) 住友重機械工業株式会社：“バイエル無段変速機　取扱説明書”，No.BM0101-7, (2001) pp.36

(6) 伊藤裕之，大六野智，岡野秀雄：“ウェッジローラトラクションドライブユニットの開発”，NSK TECHNICAL JOURNAL No.673,（2003) pp.2

(7) 畑　一志，青山昌二，宮地智巳：“出光トラクションオイルの各種性能・特性”，トライボレビューN0.28,（2005) pp.23-27

(8) 三菱重工業株式会社株式会社：“三菱遊星ローラ減・増速機カタログ”，(2005)4, pp.7-8

第 3 章

転がり軸受転用型トラクションドライブの構造

3.1　転がり軸受をトラクションドライブへ転用する目的

第 2 章で述べたように，トラクションドライブは歯車装置に対して多くの優位点を持つ．現在では，優れた回転精度やノーバックラッシなどの利点を活かし，高精度分野での市場で多く用いられている．しかし，下記理由からトラクションドライブは，同伝達容量の歯車装置よりも大型・高価になるため，汎用機械市場では普及していない．

① 圧接された物体間に形成される油膜のせん断抵抗力を利用して，駆動する構造であるため，圧接面の表面粗さは形成される油膜厚みよりも小さく，すなわち高精度に製作する必要がある．
② ①と同様に，金属の接触によって駆動する同サイズの歯車装置よりも伝達トルクで劣るため，同伝達容量を得るためには歯車装置よりもサイズが大きくなる．

一方，歯車装置はトラクションドライブよりも伝達容量が大きく，汎用の歯車であれば，安価に製作可能である．しかし，バックラッシを有することや歯車の噛み合いによって動力を伝達するため，これらに起因する振動・騒音が発生するという問題がある．

また，第 1 章 1.2～1.3 節でまとめたとおり，歯車の小型化を実現するためには部品を高精度に製作（主に歯切り）する必要がある．そのため，歯形の検討，製作法，歯車の材質などの観点からさまざまな研究例が報告されているが，いずれも加工精度の向上については明確な方向性を打ち出せていない．

以上のように小型ドライブシステム業界では，低コストで歯車装置を超える静粛さとトルク伝達特性を持つ減速機の開発が望まれている．本研究ではその解決策のひとつとして，高精度でありながら量産効果で低コストである市販の転がり軸受を転用することに着目し，軸受保持器のみを動力伝達用として独自に設計することにより，トラクションドライブと

することを見出した．

幸い，国内には NSK や NTN を代表とする高い品質・技術力を持った転がり軸受メーカが存在しており，転がり軸受は静粛な回転を保証するために，内・外輪の溝（転動面）に研削および，超仕上げ（スーパーフィニッシング）を施している．しかも，専用ラインで大量生産している型式の軸受であれば，安価で且つ，迅速に調達できる．

また，多種の構造が存在するトラクションドライブの中でも，遊星ローラ型トラクションドライブの構造 [1]は，Fig.3-1 に示すように転がり軸受と酷似している．そのため，転がり軸受をトラクションドライブとして動作させるには，遊星ローラ型トラクションドライブの構成が適切である．その場合，転がり軸受の転動体を遊星ローラとして動作させる．従来の遊星ローラ型トラクションドライブは遊星ローラを複数個有しており，その遊星ローラへかける法線力の荷重等配の観点から，遊星ローラの数は 3～5 個が一般的である．

一方，転がり軸受内には通常 8 個～15 個程度の転動体があるため，従来の遊星ローラ型トラクションドライブと比較し，トラクション力を発生させる接触部が多い．それに伴い，伝達可能なトルクが大きくなるため，遊星ローラ型トラクションドライブよりも伝達トルクを増加できる見込みがある．

以上より，転がり軸受を転用することにより，従来の遊星ローラ型トラクションドライブよりも安価で大伝達容量のトラクションドライブを開発することを目的とした．そして，転がり軸受を転用したトラクションドライブを“マイクロトラクションドライブ”と名づけた．特性を Fig.3-2 に示す．

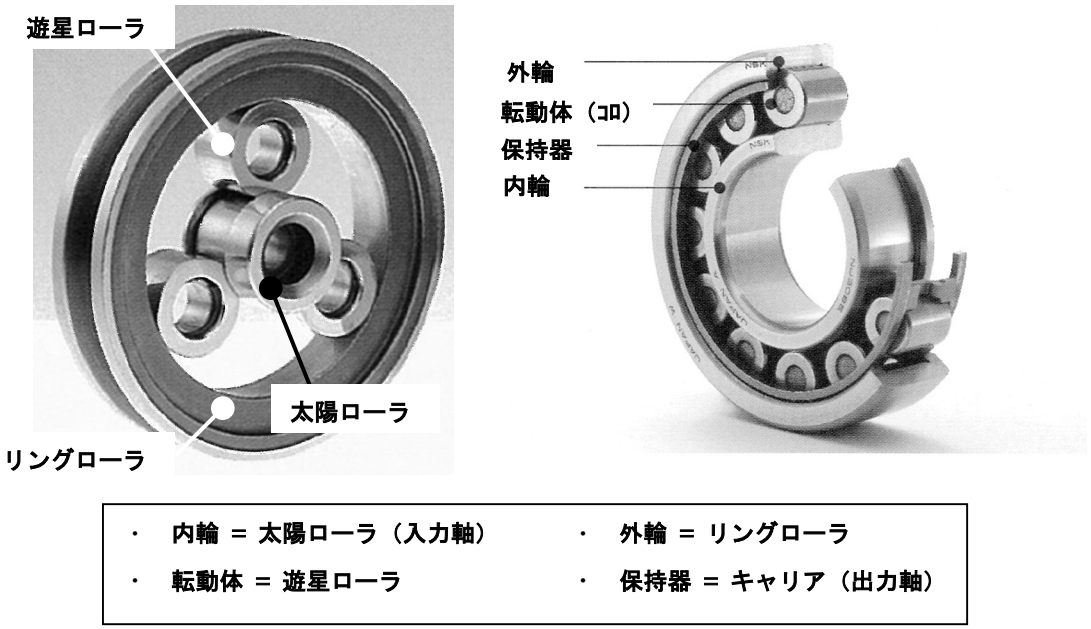

Fig.3-1 遊星ローラ型トラクションドライブと転がり軸受（円筒コロ軸受）の構成 [1) 2)]

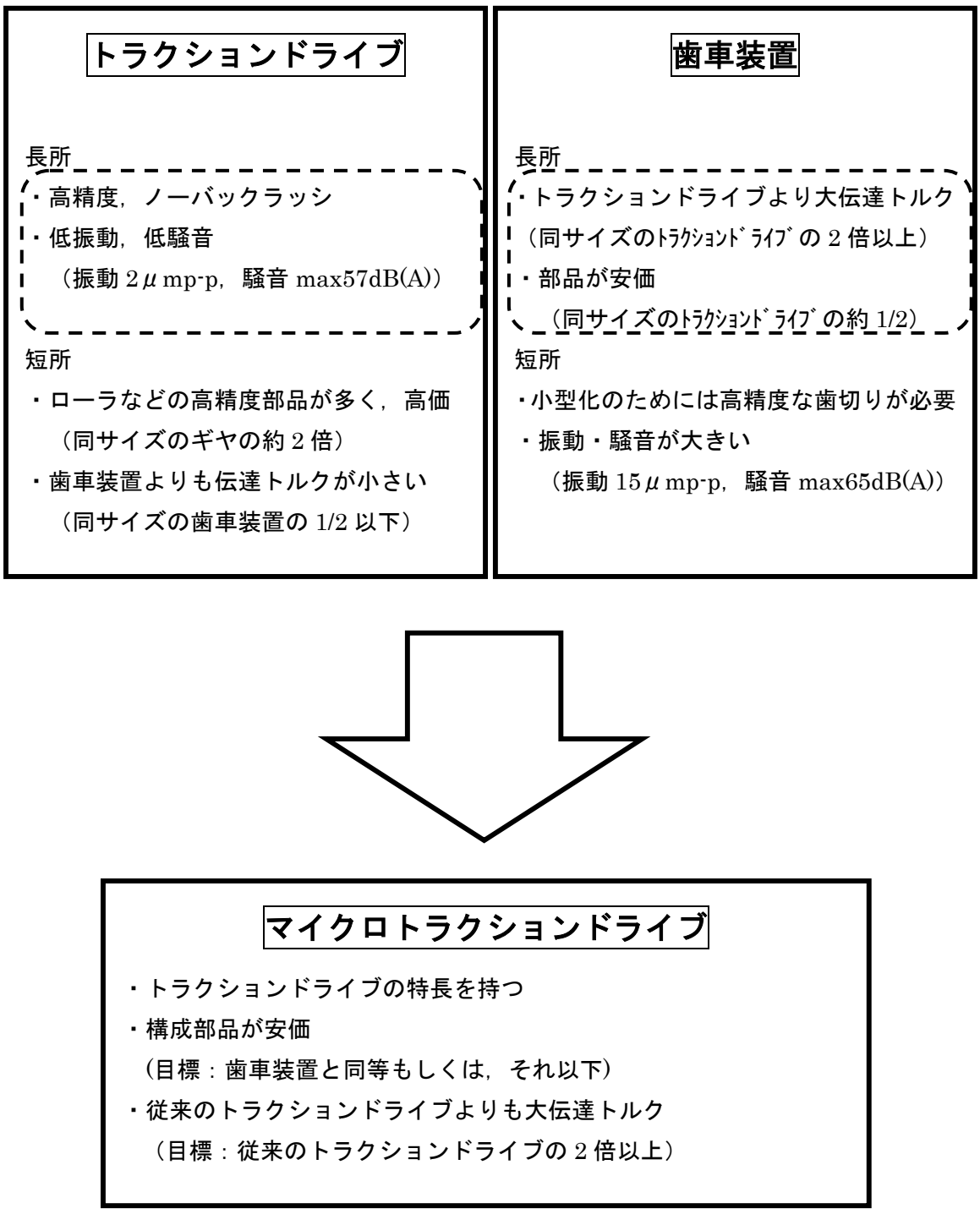

Fig.3-2 マイクロトラクションドライブの特性

3.2　転がり軸受転用型トラクションドライブの構造

アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの構造を Fig.3-3 に示す．第 2 章 Fig.2-8 の構造と対比させて説明するため，プラネタリー型の構造とした．転がり軸受の各部品を以下のようにトラクションドライブの部品に置き換えている．軸受外輪をリングローラと見なし，ケーシングに固定する．軸受内輪を太陽ローラ（入力軸）として，保持器を出力軸とすれば，減速機として作用する．

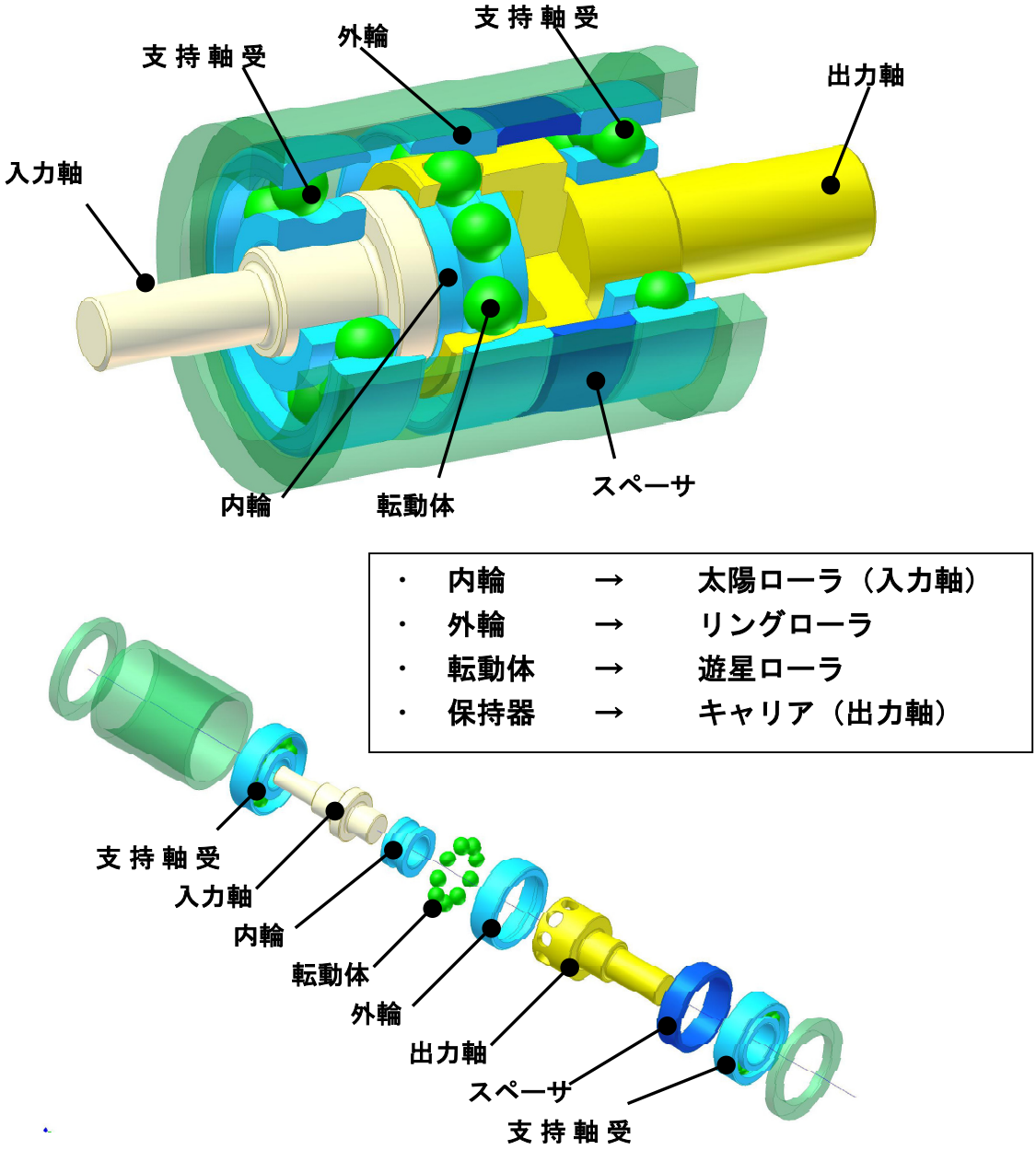

Fig.3-3 アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの構造

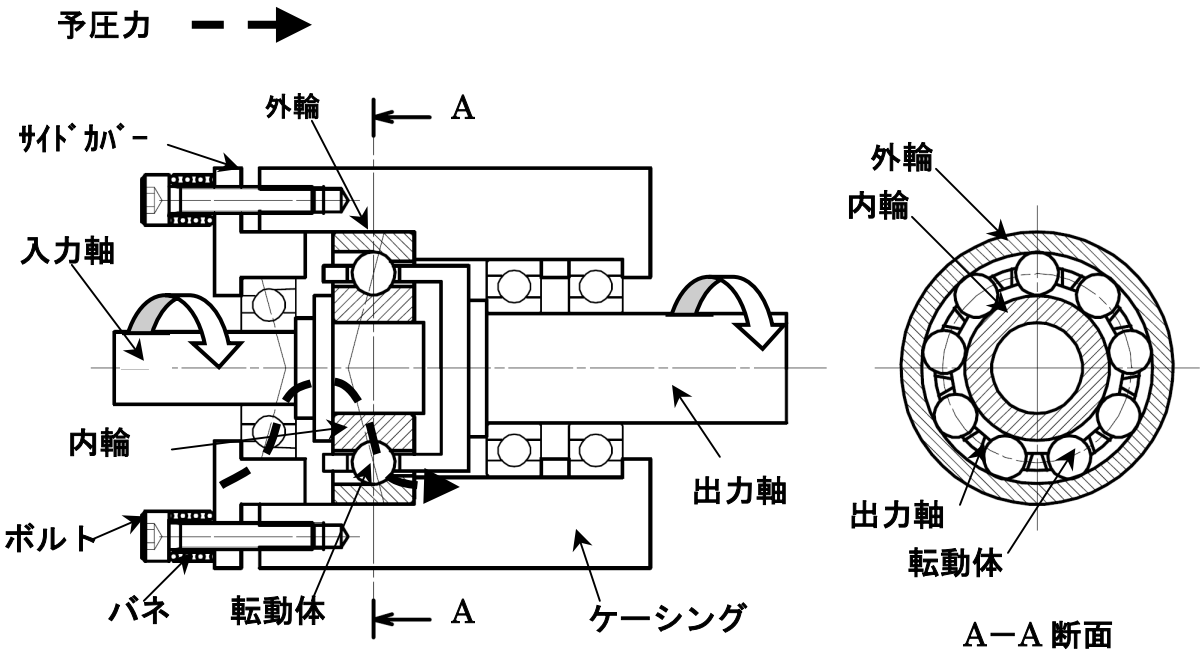

Fig.3-4 予圧構造

トラクションドライブが動力を伝達するために必要な法線力は，一般的に軸受に予圧力を与える下記の方法で容易に得ることができる．Fig.3-4 は(1)の方法で予圧力を与えている．

(1) 外輪の軸方向位置を固定し，内輪にアキシアル荷重をかける．
(2) 上記とは反対に，内輪の軸方向位置を固定し，外輪にアキシアル荷重をかける．

その他にも，入力軸外径やケーシング内径の寸法公差を軸受メーカ推奨のはめあい公差から変更することによって，下記の方法で予圧力を与えることが可能である．

(3) 外輪とケーシングのはめ合い部にシメシロをもたせ，外輪を内側へ収縮させて法線力を与える．
(4) 内輪と入力軸のはめ合い部にシメシロをもたせ，内輪を外側に拡大させて法線力を与える．

(3)(4)は，アキシアル荷重の予圧力を与える方法に比べ，荷重を負荷する部品が必要なく，シンプルな構造が実現できる．しかし，内外輪を変形させるために，次の 2 点に関して注意が必要である．

① 転動体の走行する内外輪の溝が変形するため，軸受の内部諸元がシメシロを与える前の初期状態から変化する可能性がある．例えば，内輪と入力軸のはめ合い部に法線力を与えるために大きなシメシロを設定した場合，溝半径が大きくなる．転動体半径に対して溝半径が大きくなると，それらの相対曲率半径が大きくなり，内輪と入力軸のシメシロが小さい状態に比べて，転動体と内輪溝の接触圧力が高くなる．従って，軸受の初期の内部諸元で検討した接触圧力をよりも高くなる可能性があるため，注意が必要となる．

② 内外輪にシメシロをもたせて変形させると，内輪には引張の円周方向応力（引張フープ応力），外輪には圧縮の円周方向応力（圧縮フープ応力）が発生する．武村ら [3]は，引張フープ応力は，内輪溝の転動面における疲労寿命に影響すると報告している．深溝玉軸受（型式：6206）の内輪に 350Mpa の引張フープ応力を与えた場合，引張フープ応力が 130Mpa の内輪と比較して，転動疲労寿命が約 0.5 倍となるために事前検討にて考慮する必要がある．

一方，(1)(2)の方法においては，コイルバネなど弾性体を Fig.3-4 のボルトとサイドカバーの間に介装させてアキシアル荷重を与えれば，予圧力の微調整が可能である．また，予圧力を与える部品と直列にロードセルを介装すること（例えば，コイルバネとサイドカバーの間にロードセルを介装する）によって，予圧力を計測することが可能である．
以上より，本研究では予圧力を正確に把握することが必要であるため，(1)の方法で予圧力を与えることとした．

3.3　構造における特長

トラクションドライブは転がり伝達という特性から，第 2 章 2.4 節で述べたように

(1) 高回転伝達精度　…角度伝達誤差：歯車装置の約 1/3 [sec]
　　角速度変動量：歯車装置の約 1/5 [rad/sec]
(2) ノーバックラッシ　…歯車装置のバックラッシ 27 [min]
(3) 低振動・低騒音　…振動：歯車装置の約 1/5 以下　[μ mp-p]
　　騒音：歯車装置より約 8 [dB(A)]低い

といった特長をもつ．転がり軸受を転用したマイクロトラクションドライブは，従来のトラクションドライブと比較し，下記優位点を持つ．

(4) 転がり軸受の転動面は，研削および，超仕上げ（スーパーフィニッシング）の工程にて製作される．専用ラインで大量生産している型式の軸受であれば，従来のトラクションドライブの部品と比較し, 1/2 以下のコストで高精度な部品が調達できる．

(5) 遊星ローラ型トラクションドライブの構造は，転がり軸受と酷似しているため，転がり軸受には，遊星ローラ型トラクションドライブの構成が適切である．その場合，転がり軸受の転動体を遊星ローラとして動作させる．従来の遊星ローラ型トラクションドライブは遊星ローラを複数個有しており，その遊星ローラへかける法線力の荷重等配の観点から, 遊星ローラの数は 3～5 個が一般的である. 一方，転がり軸受内には通常 8 個～15 個程度の転動体があるため，従来の遊星ローラ型トラクションドライブと比較し，トラクション力を発生させる接触部が多い．それに伴い，伝達可能なトルクが大きくなるため，遊星ローラ型トラクションドライブよりも伝達容量を増加できる見込みがある．

3.4　各部名称および記号

本研究で使用する転がり軸受の各部名称と記号を統一するため，アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの部品名と記号を Fig.3-5, Table 3-1 に，円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの部品名と記号を Fig.3-6, Table 3-2 にまとめた.

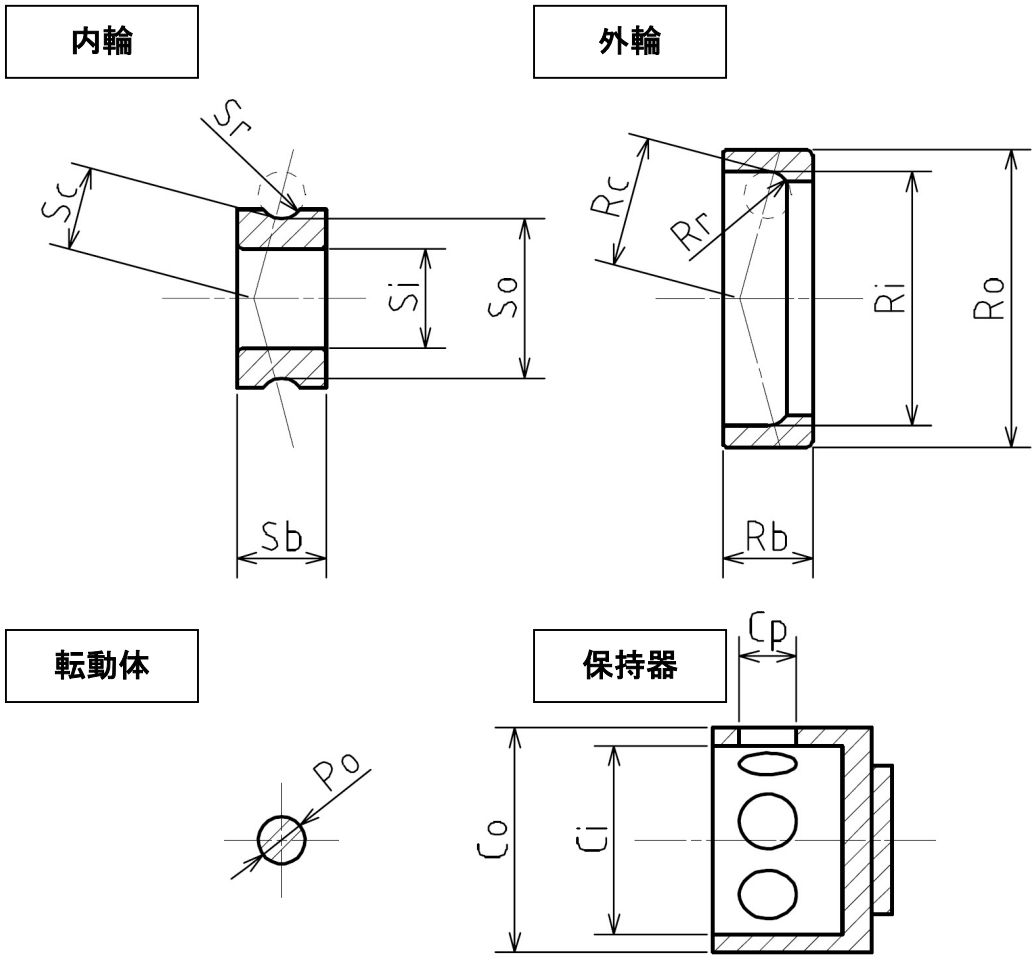

Fig.3-5 アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの部品名

Table 3-1 部品名と記号（アンギュラ玉軸受）

内輪	Inner ring	
外径	External diameter	S_o
内径	Bore diameter	S_i
幅	Width	S_b
接触点半径	Contact point radius	S_c
溝半径	Race radius	S_r
外輪	Outer ring	
外径	External diameter	R_o
内径	Bore diameter	R_i
幅	Width	R_b
接触点半径	Contact point radius	R_c
溝半径	Race radius	R_r
転動体(玉)	Rolling element(ball)	
直径	Diameter	P_o
転動体数	Number of rolling elements	P_n
接触角	Contact angle	α
P.C.D.	Pitch circle diameter	P_p
保持器	Retainer	
ポケット径	Pocket diameter	C_p
外径	External diameter	C_o
内径	Bore diameter	C_i

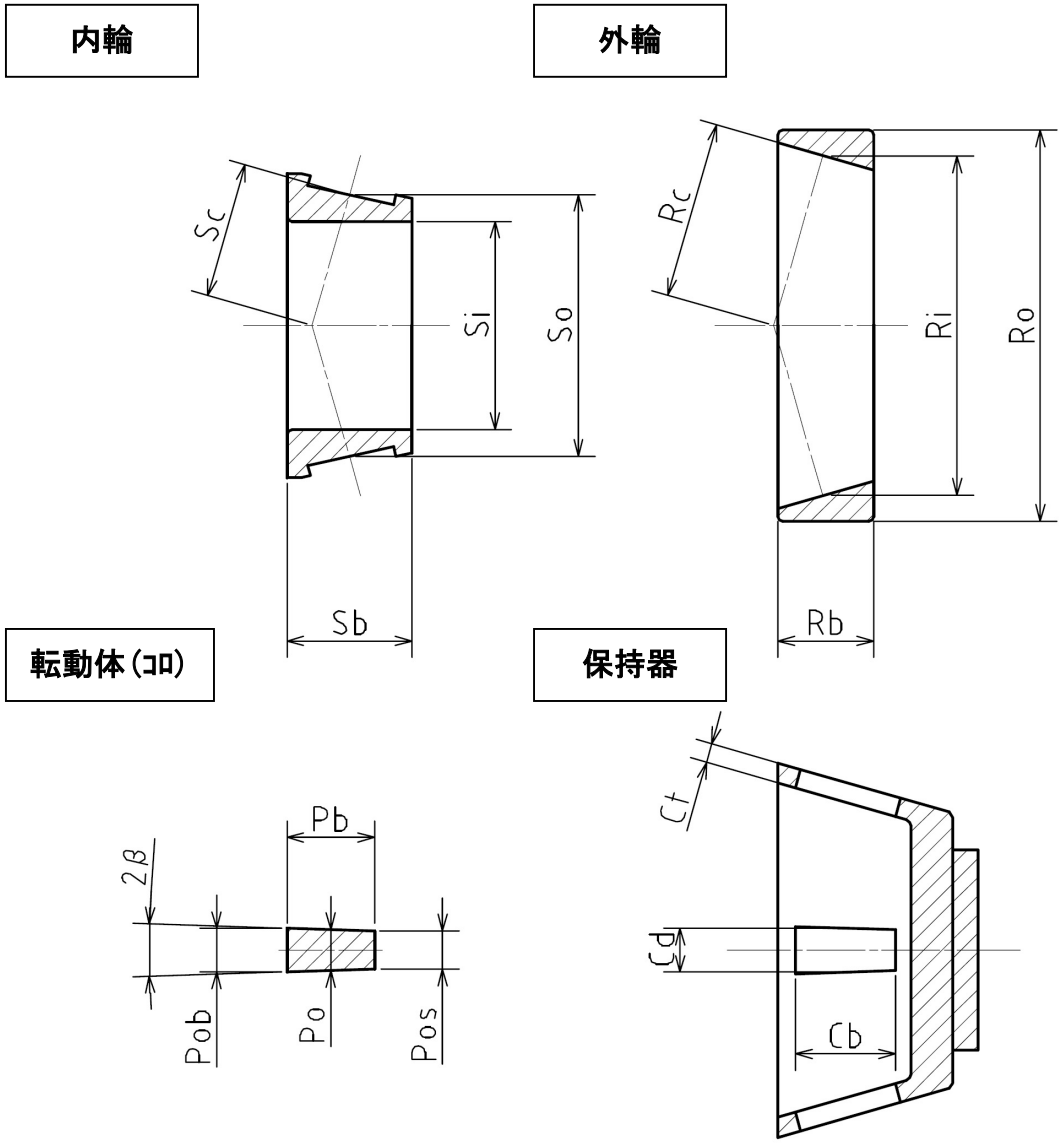

Fig.3-6 円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの部品名

Table 3-2 部品名と記号（円すいコロ軸受）

内輪	Inner ring	
外径	External diameter	S_o
内径	Bore diameter	S_i
幅	Width	S_b
接触点半径	Contact point radius	S_c
外輪	Outer ring	
外径	External diameter	R_o
内径	Bore diameter	R_i
幅	Width	R_b
接触点半径	Contact point radius	R_c
転動体(コロ)	Rolling element(roller)	
直径	Diameter	P_o
小端径	Small edge diameter	P_{os}
大端径	Big Edge diameter	P_{ob}
長さ	Length	P_b
角度	Roller angle	2β
転動体数	Number of rolling elements	P_n
接触角	Contact angle	α
P.C.D.	Pitch circle diameter	P_p
保持器	Retainer	
ポケット幅	Pocket diameter	C_d
ポケット長	External diameter	C_b
厚み	Bore diameter	C_t

3.5　研究例

過去，または現在でも本研究と同様に，転がり軸受を転用したトラクションドライブの研究例は存在する．代表例を調査し，以下に示す．

深溝玉軸受を転用した減速機については，1968 年に益子ら[4]が開発した．潤滑油はマシン油を滴下して試験を行っており，厳密にはトラクションドライブではなく，摩擦を利用したフリクションドライブである．型式 6408 の深溝玉軸受を転用し，保持器を改造して出力軸とした試作機を製作し，性能評価を行っている．軸受にかける予圧力は，内輪にしめしろを持たせた軸を圧入することによって内輪を外径方向に変形させ，転動体～外輪へと予圧力を与えている．

評価結果は，減速比（2.75 で理論値通り）・すべり率（2%程度）・動力伝達効率（80～90%）・起動トルク（0.04～0.07Nm）・最大伝達トルク（29Nm）であった．予圧力が内輪内径と軸外径のしめしろおよび，軸受内部隙間によって決まるため，同一のものが得にくいが，それ以外は優れた減速機であると言える．

円すいコロ軸受を転用したトラクションドライブについては加藤ら[5]が 2006 年に開発している．潤滑油にはトラクションオイルを使用し，軸受の保持器に追加工し，軸を接合することで出力軸としている．軸受に最大 294N の予圧力を与え，1.1Nm のトルクを伝達することを確認し，また保持器の摩耗を確認するための耐久試験も行っている．耐久試験においては，転動体の数を 3,6,12 個で実施し，転動体の数が多いほど転動体～保持器間の接触圧力が分散されるため，摩耗が減少すると報告している．

第 3 章の参考文献

(1) 三菱重工業株式会社株式会社：“三菱遊星ローラ減・増速機カタログ”，(2005)4, pp.1

(2) NSK 株式会社：“ベアリング入門”，No.8201，(2005), pp.5

(3) 武村浩道，川辺　優，村上保夫：“転がり疲れ寿命に及ぼすフープ応力の影響”，日本トライボロジー学会, トライボロジー会議予稿集, 高松, (1999)10, pp.427-428

(4) 益子正巳，伊藤　誼：“転がり軸受を利用した遊星摩擦減速機”，潤滑，13 巻，8 号，(1968), pp.28-34

(5) 加藤翔平，加藤康志朗：“転がり軸受の保持器を利用するトラクション減速機の特性”，日本機械学会，第 36 回日本機械学会東北学生会研究発表講演会前刷集，(2006), pp.227-228

第 4 章

アンギュラ玉軸受転用型
マイクロトラクションドライブの開発

4.1　諸言

本章ではまず，転がり軸受はトラクションドライブとして設計上成立するのか？また，試作機を製作するにあたっての諸検討事項を明らかにした．転がり軸受の種類としては，深溝玉軸受・アンギュラ玉軸受・円筒コロ軸受・円すいコロ軸受などが一般的であるが，今回用いた軸受は，下記理由からアンギュラ玉軸受とした．

① 軸受にアキシアル荷重の予圧力を与えることにより，トラクションドライブに必要な法線力を得ることができる．
② 予圧力を与えた時に，転動体がある一定の接触角をもって接触するため，内部諸元の検討が容易である．
③ 同様に予圧力を与えて使用する円すいコロ軸受と比べ，保持器ポケット部の形状が単純である．

次に，市販の遊星ギヤヘッドと同サイズの転がり軸受を選定し，トラクションドライブとしての成立性を検討した．検討した項目から成立することを見極め，マイクロトラクションドライブを試作した．そのマイクロトラクションドライブにおいて，試験項目及び試験条件を設定し，伝達性能や転動体－保持器間などの接触電気導通を計測した．また，同サイズの市販の遊星ギヤヘッドを用いて，マイクロトラクションドライブと同様に伝達性能を計測し，性能比較を行った．

4.2 設計検討

4.2.1 基本諸元

今回試作機として使用したアンギュラ玉軸受には, MINI MOTOR 社製モータ用遊星ギヤヘッド（外径φ32mm）と性能比較するため，同程度の外径である NTN 製モータ用アンギュラ玉軸受 BNT200AP4（外径φ30mm）[1)]を選定した．選定したアンギュラ玉軸受の諸元を Table 4-1，遊星ギヤヘッドの仕様[2)]すなわち本章での目標仕様を Table 4-2 に示す.

Table 4-1 アンギュラ玉軸受の諸元 [1)]

内輪内径	S_i	mm	10
外輪外径	R_o	mm	30
外輪幅	R_b	mm	9
接触角	α	rad	$\pi/12$
転動体 P.C.D.	P_p	mm	20.8
転動体直径	P_o	mm	4.76
転動体数	P_n	pieces	9
減速比	i_s	-	2.57
型　番	-	-	BNT200AP4

Table 4-2 遊星ギヤヘッドの仕様（目標仕様） [2)]

入力軸回転速度	N_{in}	rpm	3000
出力軸トルク	T_{out}	Nm	4.2
ケーシング外径	D	mm	32
減速比	i_s	-	3.7

4.2.2　減速比

遊星機構には 3 通りの組み合わせがあり，それぞれの減速比は Table 4-3 で示される．

本研究では，減速比すなわちトルク増大比が大きく得られ，入力軸回転方向と出力軸回転方向が同一であるプラネタリー型を採用した．

Table 4-3 減速比の算出式

種類	入力	出力	固定	減速比（$=\frac{N_{in}}{N_{out}}$）	
スター型	太陽ﾛｰﾗ	ﾘﾝｸﾞﾛｰﾗ	キャリア	$i_{st}=-\frac{R_i}{S_o}$	…(4-1)
プラネタリー型	太陽ﾛｰﾗ	キャリア	ﾘﾝｸﾞﾛｰﾗ	$i_{pl}=\frac{R_i}{S_o}+1$	…(4-2)
ソーラー型	ﾘﾝｸﾞﾛｰﾗ	キャリア	太陽ﾛｰﾗ	$i_{so}=1+\frac{1}{R_i/S_o}$	…(4-3)

(4-2)式および，アンギュラ玉軸受の諸元から減速比i_{pl}[3]を示すと，次のようになる．

各部寸法は，Fig.4-1 に示す．

$$R_i = P_p + P_o\cos\alpha \qquad \cdots(4\text{-}4)$$

$$S_o = P_p - P_o\cos\alpha \qquad \cdots(4\text{-}5)$$

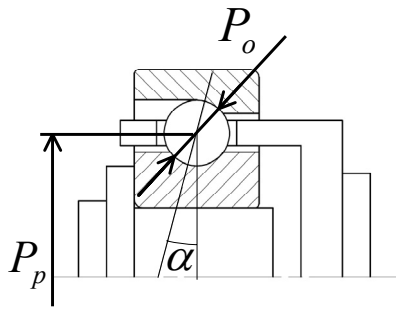

Fig.4-1 減速比に起因する諸元

(4-4)，(4-5)式を(4-2)式に代入すると，

$$i_{pl}=\frac{P_p+P_o\cos\alpha}{P_p-P_o\cos\alpha}+1$$

$$=\frac{P_p+P_o\cos\alpha+P_p-P_o\cos\alpha}{P_p-P_o\cos\alpha}=\frac{2}{1-\frac{P_o\cos\alpha}{P_p}} \qquad \cdots(4\text{-}6)$$

(4-6)式を用いると，今回選定した軸受をマイクロトラクションドライブに転用した際に得られる減速比は，2.57 となる．

4.2.3　予圧力の設定

(1)　目標出力軸トルクからの予圧力の設定

4.1 節で述べたように，アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブは内輪と外輪の間にアキシアル荷重の予圧力を与える事によって，必要なトラクション力を得る．

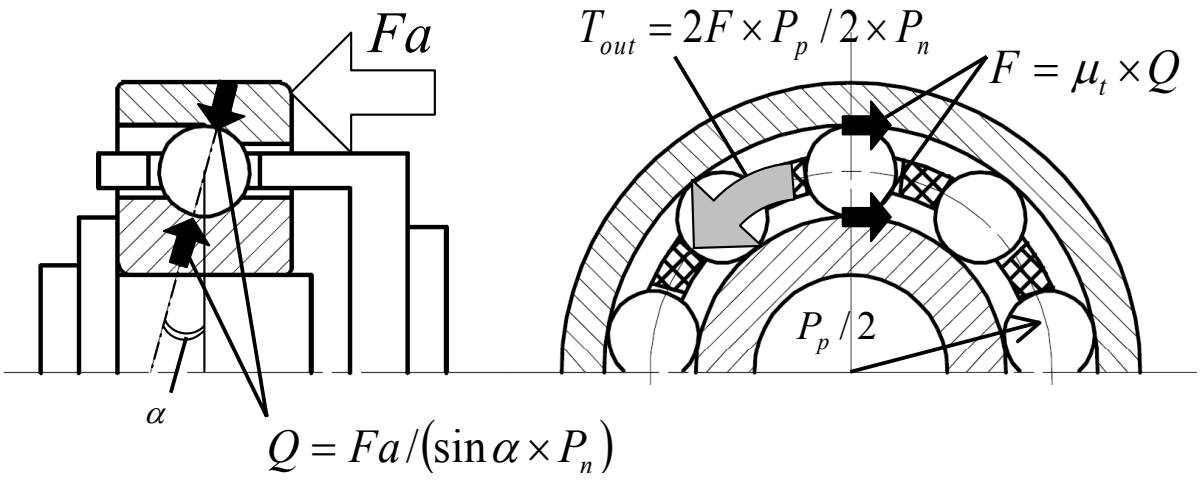

Fig.4-2 予圧力と出力軸トルクの関係

Fig.4-2 に示す通り，予圧力 Fa をマイクロトラクションドライブへ与えると，転動体と内・外輪間には接触荷重 Q が発生する．接触荷重 Q にトラクション係数 μ_t を乗じたものがトラクション力 F （牽引力）となり，力のつり合いから出力軸トルク T_{out} を伝達する．

従って，目標出力軸トルク T_{out} を与えられた場合，(4-7)，(4-8)，(4-9)式が得られる．

$$Q = Fa/(\sin\alpha \times P_n)$$ ：転動体と内・外輪の接触荷重 …(4-7)

$$F = \mu_t \times Q$$ ：トラクション力 …(4-8)

$$T_{out} = 2F \times (P_p / 2) \times P_n$$ ：出力軸トルク …(4-9)

(4-7)，(4-8)式を(4-9)式に代入すると，

$$T_{out} = 2\mu_t \times Fa/(\sin\alpha \times P_n) \times (P_p / 2) \times P_n$$

$$Fa = \frac{T_{out} \times \sin\alpha}{\mu_t \times P_p} \qquad \cdots(4\text{-}10)$$

性能比較をする遊星ギヤヘッドのカタログデータによると，連続運転時の最大許容トルクが 4.2Nm [2]であるため，マイクロトラクションドライブの目標出力軸トルク T_{out} も同様に 4.2Nm と設定した．

また，マイクロトラクションドライブの潤滑にはトラクションオイル（動粘度 100mm/s²@40℃）を採用した．トラクション係数 μ_t は，油膜が形成されている 2 物体の相対すべり率と接触圧力によって変化する．本研究に採用したトラクションオイルにおいて，接触圧力が 0.5GPa 以上，相対すべり率が 0.8%時のトラクション係数のカタログデータ [4]は 0.08 であるため，予圧力の設定には本数値を使用した．

(4-10)式を用いると，目標出力軸トルク 4.2Nm を伝達するために必要な予圧力 Fa は，653N となる．

(2) 転動体と内・外輪間の接触圧力

前検討にて求められた予圧力から，発生する転動体と内・外輪間の接触圧力について検討する．アンギュラ玉軸受の転動体は球体であり，一方内・外輪の接触部は幅方向にある曲率をもつ溝である．そのため，3 次元曲面同士の接触となる．3 次元曲面の接触圧力は，(4-11)式によって求められる．

$$P_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \qquad \cdots(4\text{-}11)$$

$2a$　　：接触楕円の長径[mm]
$2b$　　：接触楕円の短径[mm]

(4-11)式を用いると，目標出力軸トルクと接触圧力の関係は Fig.4-3 のように示される．

今回のマイクロトラクションドライブの目標出力軸トルクである 4.2Nm を，伝達するために必要な予圧力 Fa 653N を与えた場合，接触圧力はそれぞれ，2.2GPa（転動体～内輪），1.8GPa（転動体～外輪）となる．4.2.3 項(1)では予圧力の検討にトラクション係数 0.08 を用いているが，本値は接触圧力が 0.5GPa 以上であれば発生するため，予圧力の設定は問題ないと言える．

また，通常の転がり軸受の材質には高炭素クロム軸受鋼（SUJ2）が使用されており，表面硬度は 700H_B 程度ある．接触部での塑性変形は接触圧力 $P_{\max}$ との関係で，$P_{\max}$ [GPa]>0.005H_B である時に発生する [5]．従って，出力軸トルクを 8.0Nm に設定した場合でも，接触圧力は接触部が塑性変形するレベルではないことがわかる．

(3) 転動体と内・外輪間の油膜パラメータ Λ

前検討と同様に，転動体と内・外輪間の油膜パラメータ Λ について検討する．Λ は最小油膜厚さ $h_{\min}$ と 2 物体の接触部表面粗さ R_a から(4-12)式 [6]で示され，またその結果から，次のように接触部の潤滑状態を予測することができる．

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{{R_{a1}}^2 + {R_{a2}}^2}} \qquad \cdots(4\text{-}12)$$

Λ ＞ 3　　：流体潤滑状態
1 ＞ Λ ＞ 3　　：混合潤滑状態
Λ ＜ 1　　：境界潤滑状態

最小油膜厚さは Hamrock & Dowson の(4-13)式 [7]を用い算出した．

$$h_{\min} = 3.63 R_x {U_0}^{0.68} G^{0.49} {W_0}^{-0.073} \left(1 - e^{-0.68k}\right) \quad [\mathrm{mm}] \qquad \cdots(4\text{-}13)$$

$R_x = P_o / 2$　　：運転方向断面の相対曲率半径[mm]

$U_0 = \eta_0 u_x / E' R_x$　　：速度に関する無次元パラメータ

$G = \alpha_0 E'$　　：潤滑油粘度に関する無次元パラメータ

$W_0 = Q / E' {R_x}^2$　　：荷重に関する無次元パラメータ

$k = a / b$

P_o　　：転動体直径[mm]
η_0　　：接触面入口の潤滑油粘度[N･s/mm²]
υ　　：潤滑油の動粘度[mm²/s]
γ　　：潤滑油の比重量[N/cm³]
u_x　　：接触面の平均速度[mm/s]
E'　　：等価弾性係数[N/mm²]
α_0　　：潤滑油の圧力粘度指数[mm²/N]
Q　　：転動体と内・外輪の接触荷重[N]

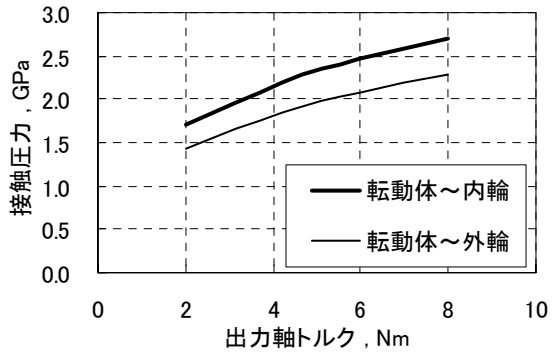

Fig.4-3 出力軸トルクと接触圧力の関係（転動体～内・外輪）

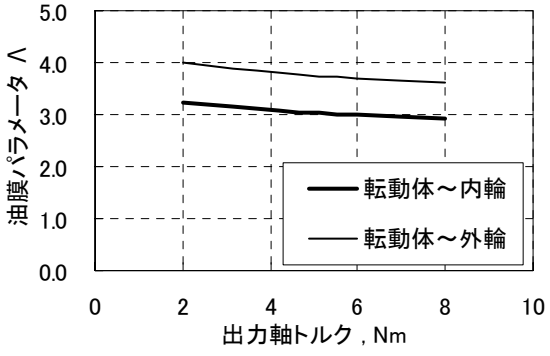

Fig.4-4 出力軸トルクと油膜パラメータ Λ の関係（転動体～内・外輪）

第 2 章でも述べたとおり，トラクションドライブは 2 物体間に発生させた油膜のせん断抵抗力を利用して，駆動力を伝達する．従って，2 物体間に油膜が存在する流体潤滑もしくは混合潤滑状態であることが，トラクションドライブの必要条件である．

(4-12)式を用い，目標出力軸トルクと油膜パラメータ Λ の関係を Fig.4-4 に示した．計算条件として，入力軸回転速度は比較する遊星ギヤヘッドと同様に 3000rpm とし，転動体の表面粗さを 0.4 μ mRy，内・外輪転動面の表面粗さを 0.3 μ mRy とした．

今回のマイクロトラクションドライブの目標出力軸トルクである 4.2Nm を，伝達するために必要な予圧力 Fa 653N を与えた場合，油膜パラメータ Λ はそれぞれ，3.1（転動体～内輪），3.8（転動体～外輪）となる． また，出力軸トルクを 8Nm に設定した場合でも，油膜パラメータ Λ は約 3 が確保されており，接触部は流体潤滑状態であると予測される．

4.2.4　動力伝達用保持器の設計

転がり軸受を転用したトラクションドライブの設計において，最大のポイントとなるのが保持器（出力軸）の設計である．本来，保持器は転動体の相対位置を保持するためだけの部品であり，通常通り転がり軸受を使用すれば，保持器にトルクが負荷されることはない．従って，転がり軸受の保持器の構造には簡単な構造を採用されていた．

しかし，転がり軸受をトラクションドライブとして機能させるためには，保持器でトルクを伝達する必要があるため，下記手順で検討した．

① 製作法より形状を検討した．
② 転動体とのすべり接触を考慮して材質を選定し，接触圧力・潤滑状態を確認した．

(1) 保持器の形状と材質

汎用軸受には鋼板を用いた波形保持器，低騒音用途に成形樹脂を用いた冠形保持器，そしてアンギュラ玉軸受などの高速回転用途には高力黄銅を用いたもみ抜き保持器が一般的である．今回は，下記理由より高力黄銅保持器の構造を流用したものとした．

① 切削による製作が可能．（もみ抜き保持器，成形樹脂保持器は製作に型が必要）
② 転動体とはすべりを伴った接触となるため，同程度の硬度を持った金属同士の接触では摩耗が進行する．一方，合金鋼と高力黄銅の組み合わせのように互いの硬度が異なる場合，硬度の低い部材が運転初期になじむように摩耗をする（表面粗さを滑らかにする）．しかし，それ以降は油膜の形成が良好となり，また接触圧力が低下するため大きな摩耗が進行しない．

材質は，高力黄銅よりは若干硬度，耐磨耗性に劣るが，耐食性・なじみ性の良いリン青銅（CAC502）を使用した．形状は，Fig.4-5 に示すように転動体をいれるポケットを保持器の半径方向にもみ抜く形状とした．

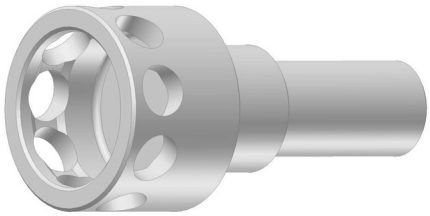

Fig.4-5 保持器の形状

(2) 転動体と保持器間の接触圧力と油膜パラメータ Λ

転動体と保持器間の接触荷重 Q_r は，転動体と内・外輪間の接触荷重とは異なり予圧力 Fa によって変化せず，運転中の出力軸トルク T_{out} に依存する．(4-14)式で示される．接触圧力は，転動体と内・外輪間の接触圧力の検討と同様に(4-11)式を用い算出した．転動体数 P_n を 9 個とした時の，出力軸トルクと接触圧力の関係を Fig.4-6 に示す．

今回のマイクロトラクションドライブの目標出力軸トルクである 4.2Nm を負荷した場合，転動体と保持器間の接触圧力は，0.87GPa となる．保持器の材質にはリン青銅（CAC502）を使用しており，表面硬度は 90H_B 程度である．従って，接触圧力は接触部が塑性変形するレベル（$P_{\max}$ [GPa]>0.005H_B）[6]であるため，試験に際しては，低負荷トルクでのならし運転を実施し，転動体と保持器の接触部が十分なじむことを確認してから負荷トルクを上昇させることとした．

$$Q_r = \frac{2 \times T_{out}}{P_p \times P_n} \quad \text{：転動体と保持器の接触荷重} \qquad \cdots(4\text{-}14)$$

また，油膜パラメータΛについては円筒（保持器ポケット）に内接する球体（転動体）としてモデル化し，転動体と内・外輪間の接触圧力の検討と同様に(4-12)式を用いて算出した．出力軸トルクと油膜パラメータΛの関係を Fig.4-7 に示す．

今回のマイクロトラクションドライブの目標出力軸トルクである 4.2Nm を負荷した場合，転動体と保持器間の油膜パラメータΛは，1.4 となる．計算条件は，入力軸回転速度は比較する遊星ギヤヘッドと同様に 3000rpm とし，転動体の表面粗さを 0.4μmRy，保持器ポケット内面の表面粗さを 0.8μmRy とした．

転動体と保持器の接触はすべりを伴うため，潤滑状態が耐久性に大きく影響する．設計段階での油膜パラメータからは，潤滑状態が混合潤滑状態だと予測されるが，運転中に接触部のなじみによって油膜厚さが改善されることも十分期待できる．従って，該部の潤滑状態は接触電気導通を計測することで確認することとした．

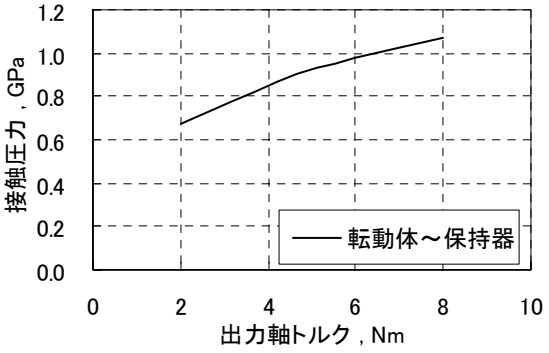

Fig.4-6 出力軸トルクと接触圧力の関係 (転動体～保持器)

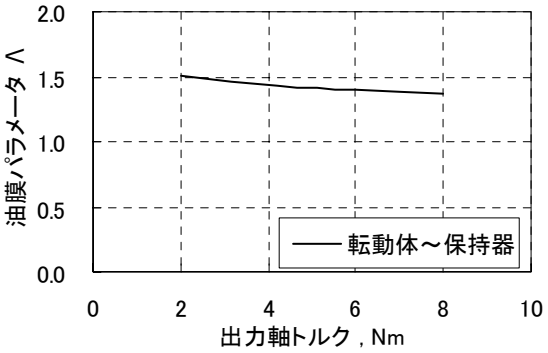

Fig.4-7 出力軸トルクと油膜パラメータΛの関係 (転動体～保持器)

4.3　試作

これまで以下の項目を事前検討した．

①	減速比	…(4-6)式より
②	予圧力	…(4-10)式より
③	転動体と内・外輪間の接触圧力	…(4-11)式より
④	転動体と内・外輪間の油膜パラメータΛ	…(4-12)，(4-13)式より
⑤	保持器の形状，材質	
⑥	転動体と保持器間の接触圧力	…(4-11)，(4-14)式より
⑦	転動体と保持器間の油膜パラメータΛ	…(4-12)，(4-13)式より

その結果，選定したアンギュラ玉軸受 BNT200AP4 は，Table 4-4 に示す仕様のトラクションドライブとして成立することを確認した．

次に，試作したマイクロトラクションドライブを Fig.4-8,4-9 に示す．ハッチングされている転がり軸受が今回マイクロトラクションドライブとして選定したアンギュラ玉軸受 BNT200AP4 である．

ボルトとサイドカバーの間に，バネを介装しており，予圧力はボルトの締め込みによって発生するバネの反力によって与えた．

Table 4-4 マイクロトラクションドライブの仕様

入力軸回転速度	N_{in}	rpm	3000
出力軸トルク	T_{out}	Nm	4.2
外輪外径	D	mm	30
減速比（一段）	i_s	-	2.57
予圧力	Fa	N	653
保持器の材質	-	-	リン青銅 CAC502

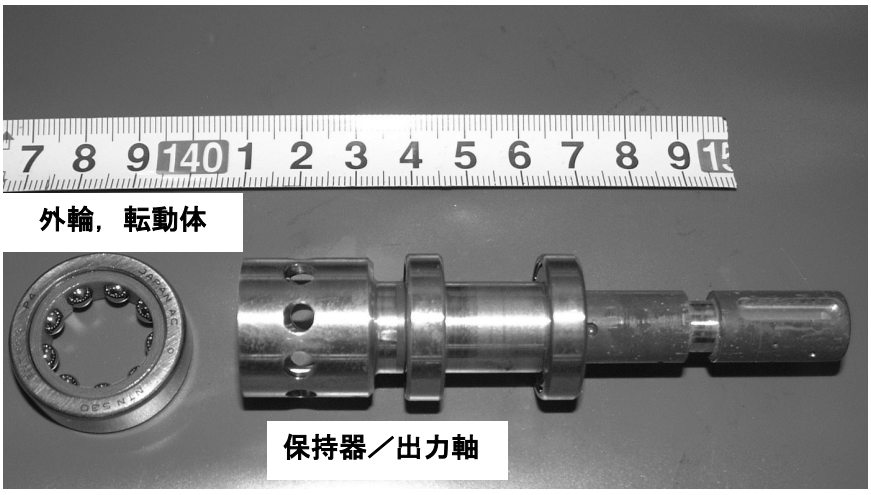

Fig.4-8 マイクロトラクションドライブの外観

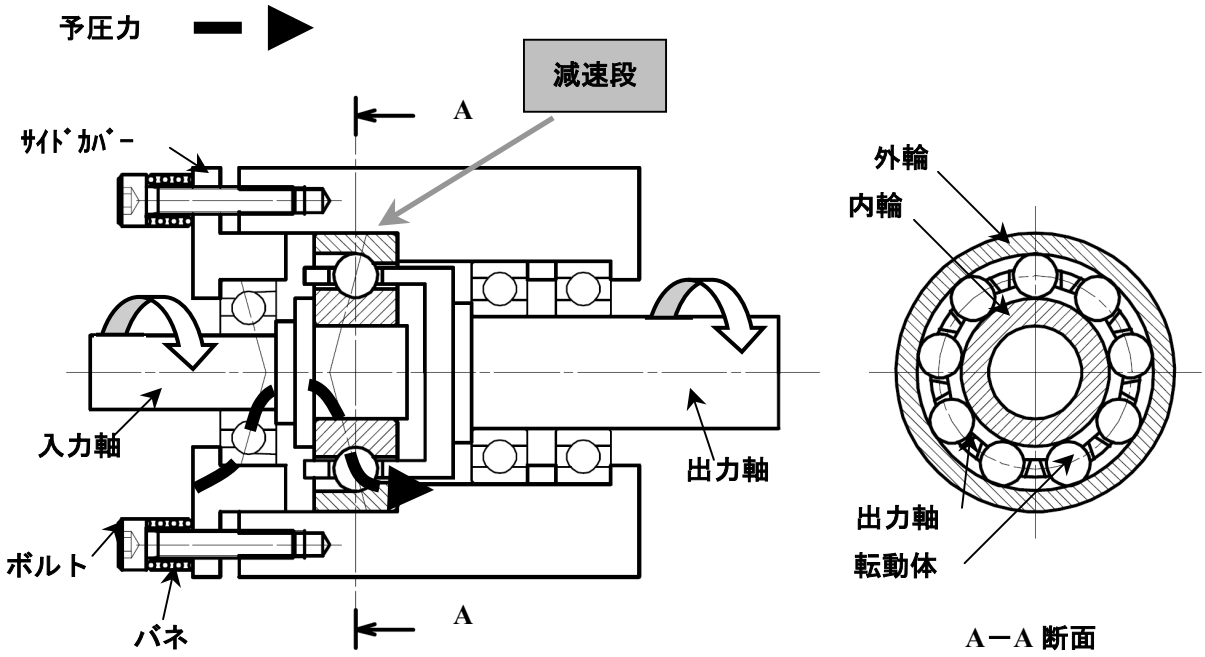

Fig.4-9 マイクロトラクションドライブの構造

4.4　試験

4.4.1　試験装置

本試作機を評価するために，Fig.4-10 に示す試験装置を設計製作した．6.4kW サーボモータによりマイクロトラクションドライブを駆動し，パウダーブレーキによって負荷トルクを与えている．計測項目および，計測方法については以下に設定した．

(1) 入出力軸トルク：それぞれの軸に連結されたトルクメータにて計測した．

(2) 入力回転軸速度：軸の一部に反射板を貼り付け，その回転パルスを非接触センサにて検出し，回転速度に換算した．

(3) 出力軸回転速度：入力軸よりも回転速度が遅く，入力軸回転速度と同様の計測方法では同様の精度が得られないため，エンコーダにて計測した．

(4) ケーシング温度：供試体の外壁に熱電対を貼り付け，運転中の温度を計測した．

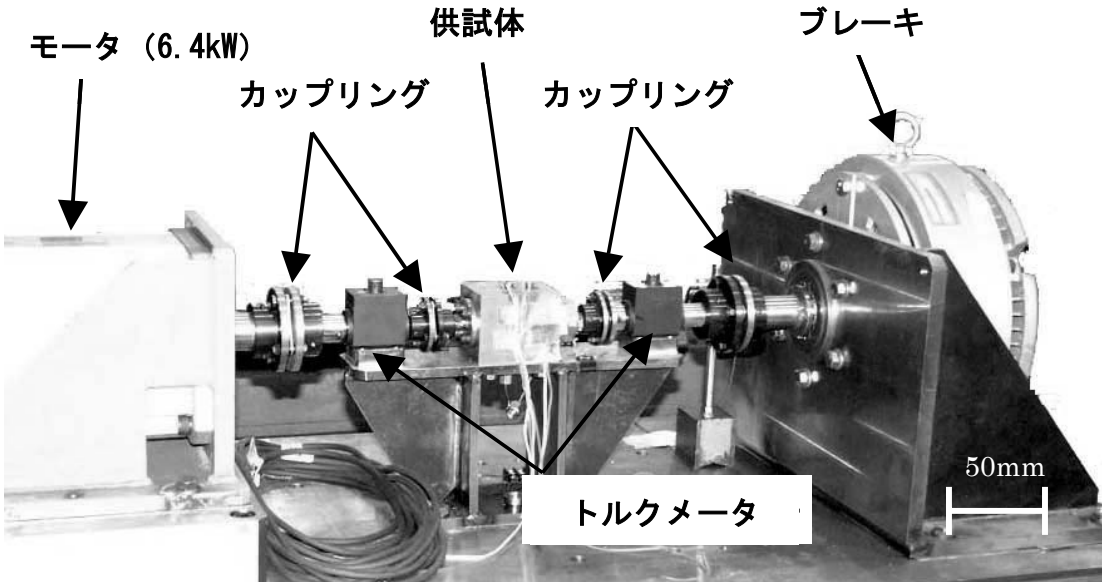

Fig.4-10 試験装置

更に，各接触部の潤滑状態を確認するため，Fig.4-12 に示すような回路を試作機に組込んだ．この回路によって，転動体と外輪間および，転動体と保持器間に電流を流し，それぞれの抵抗値と電圧値の関係を計測することで接触電気導通を評価した．

接触している時は 0mV，油膜分離されている時はスパークが発生しないよう 150mV と十分に低い値に設定した．抵抗値と電圧値の関係を Fig.4-11 に示す．

①12V 電源より，①→②と経由し，マイクロトラクションドライブの入力軸へ電流が入力される．

②マイクロトラクションドライブの内輪～転動体～外輪の間に油膜がなければ，③に電流が流れる．この時の電圧を，電圧計 A で計測する．

③マイクロトラクションドライブの内輪～転動体～保持器の間に油膜がなければ，④に電流が流れる．この時の電圧を，電圧計 B で計測する．

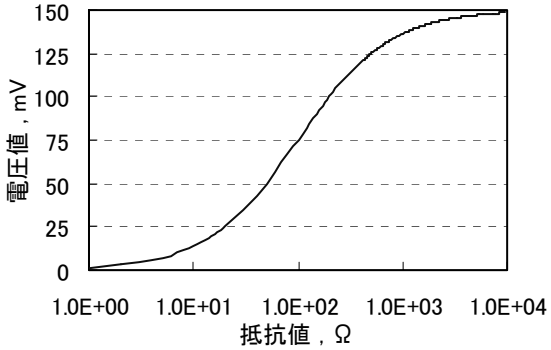

Fig.4-11 抵抗値と電圧値の関係

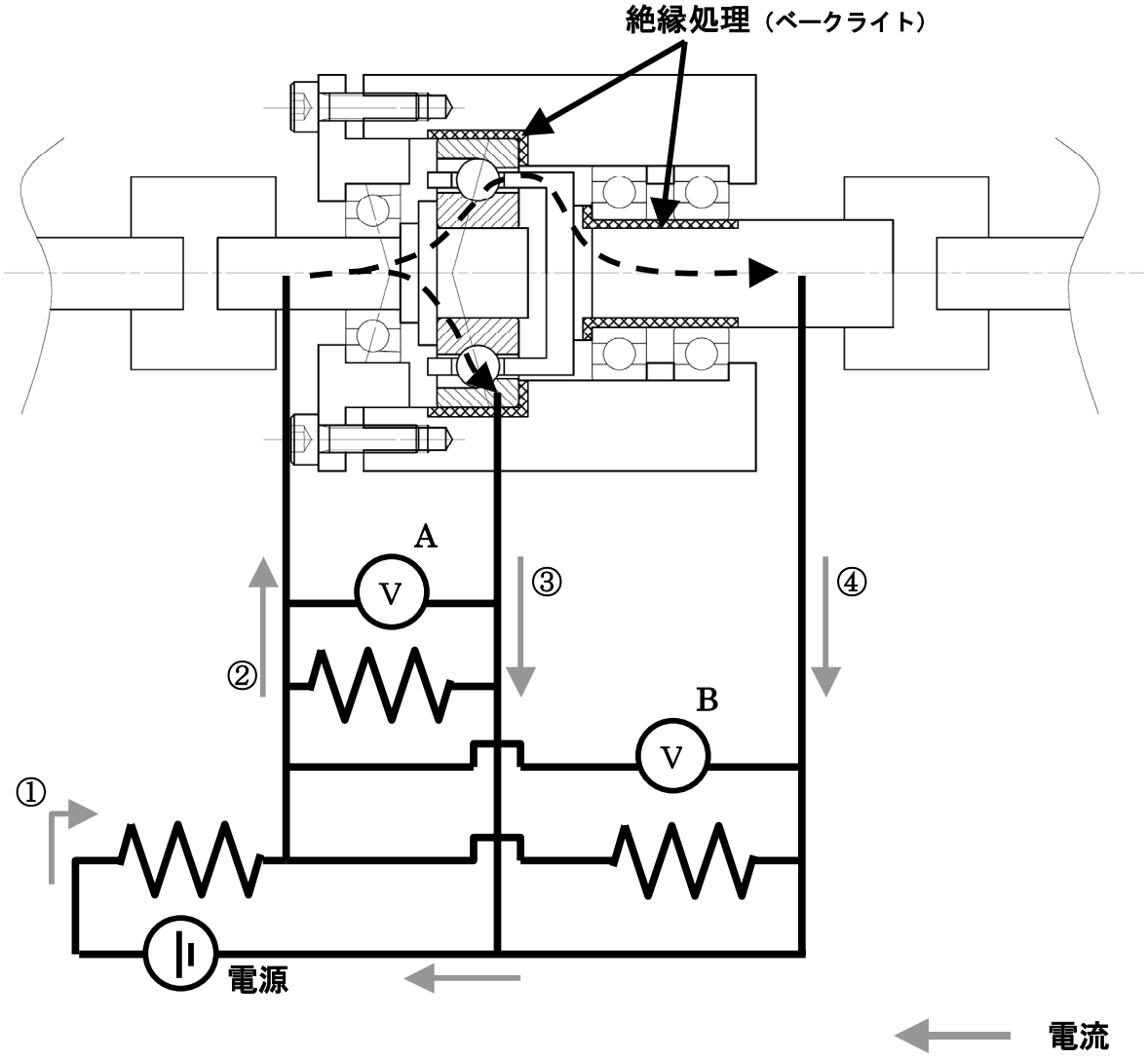

Fig.4-12 接触電気導通計測用の回路図

4.4.2　試験条件

試験条件を Table 4-5 に示す．入力軸回転速度は比較する遊星ギヤヘッドの定格回転速度である 3000rpm と設定した．出力軸トルクの目標は，遊星ギヤヘッドカタログデータの最大許容トルクである 4.2Nm としたが，それ以上に出力軸トルクを上昇させ，ケーシングの温度が 60℃をこえた時点での出力軸トルクを伝達可能トルクとして評価した．

マイクロトラクションドライブの潤滑油には新日本石油㈱製サントトラック#100 を使用した．遊星ギヤヘッドにはメーカにて封入済みのグリース（MoS_2 入り Li ベース）をそのまま使用した．

Table 4-5 試験条件

		マイクロトラクションドライブ	遊星ギヤヘッド
入力軸回転速度	rpm	3000	
出力軸トルク	Nm	0～8	
潤滑油		ﾄﾗﾝｸｼｮﾝｵｲﾙ	グリース
動粘度	mm/s²	100	－
室　温	℃	15	

4.5　性能評価

4.5.1　温度上昇

出力軸トルクを上昇させた際のケーシング外壁温度の計測結果を Fig.4-13 示す.

出力軸トルクは，供試体の慣らし運転と初期状態確認をかねて無負荷で運転を開始し，2Nm までは 0.5Nm 刻みで上昇させた．その後，目標出力軸トルク 4.2Nm まで 1Nm 刻みで上昇させた．遊星ギヤヘッドは出力軸トルク 4.5Nm 付近で温度上昇が顕著となり，60℃を超えたため試験を中断した．遊星ギヤヘッドのカタログデータによると，連続運転時の最大許容トルクは 4.2Nm[2)]であり，試験結果はほぼカタログデータに相当する．従って，妥当な結果であると考えられる．一方，マイクロトラクションドライブの計測結果では，出力軸トルク 5.0Nm 付近で若干の温度水準に変化が見られた．しかし，それ以上のトルクでもケーシング外壁の温度上昇は緩やかであったため，出力軸トルクを 0.5Nm 刻みで上昇させ，温度が 60℃に到達した時点では，出力軸トルク 7.6Nm を伝達した.

遊星ギヤヘッドの遊星歯車軸受にはすべり軸受が使用されている. 試験後の開放点検の結果，Fig に.4-14 すようにすべり軸受に黒色化（劣化）したグリースが付着していた．これは摺動部のすべり摩擦損失によって温度上昇が大きくなり，グリースを劣化したものと推定される．一方，マイクロトラクションドライブは，転動体と保持器の接触部は点接触部であるが，出力軸である保持器は銅合金のため著しい発熱は生じなかったものと考えられる.

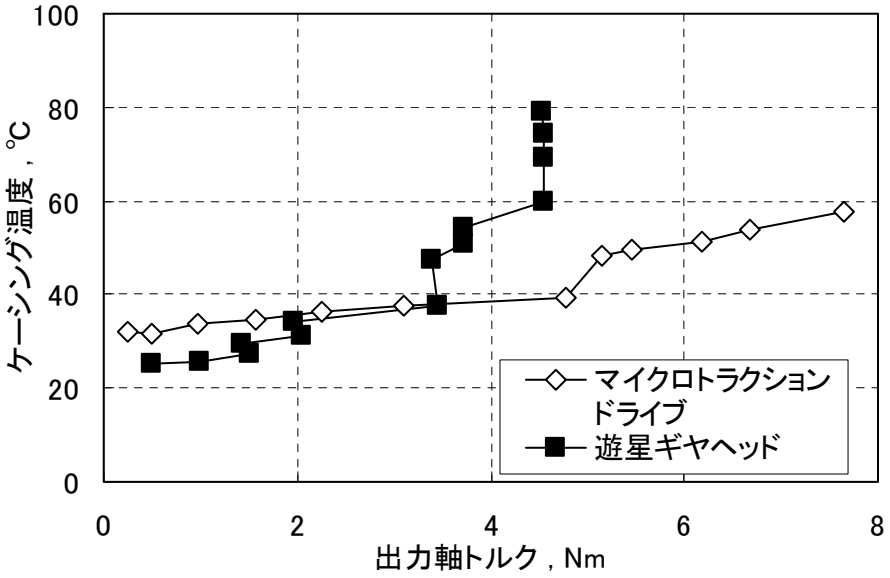

Fig.4-13 出力軸トルクとケーシング温度の関係

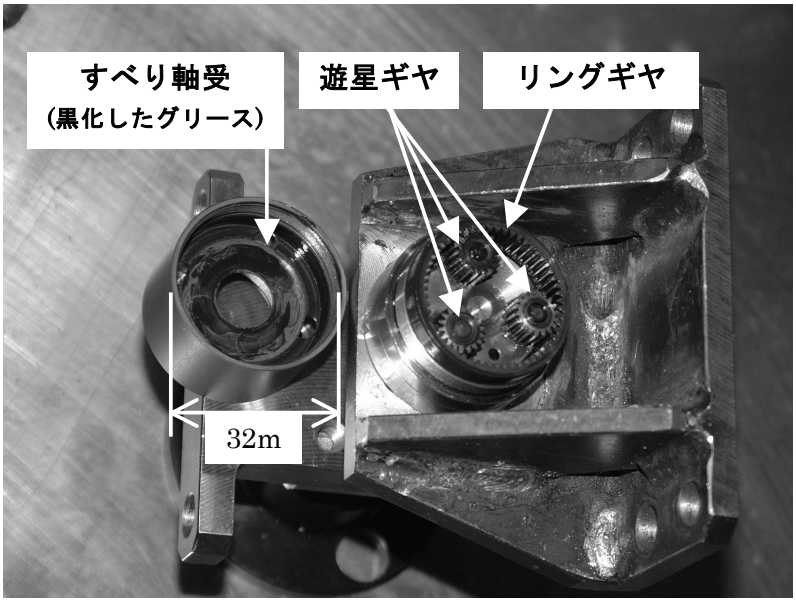

Fig.4-14 遊星ギヤヘッド（試験後）

4.5.2　接触電気導通

出力軸トルクを上昇させた際の接触電気導通の計測結果を Fig.4-15 示す．図の縦軸が 0 の時に接触部が油膜で分離されていないことを示し，境界潤滑状態であると判断する．（油膜パラメータで表すと，Λ＜1）また，縦軸が 1 の時は接触部が油膜で分離されていることを示し，流体潤滑状態であると判断する．（油膜パラメータΛで表すと，Λ＞3）

事前検討にて油膜パラメータΛの評価をしたが，出力軸トルク 8.0Nm までΛ=1.5 程度で，混合潤滑状態であると予測されていた．出力軸トルク 5.0Nm 以下の領域では，接触電気導通の計測結果も混合潤滑状態であるとの結果が出ているが，5.0Nm 以上に上昇させると，転動体と外輪間，転動体と保持器間の接触電気導通の値は共に 0 に近づいている．この理由として，出力軸トルクを上昇させると共にケーシング外壁温度も上昇している．それに伴い，内部の潤滑油の粘度が低下し，接触部に形成される油膜厚さは減少するため，接触電気導通が 0 に近づいたと考えられる．

油膜パラメータΛ温度上昇による潤滑油粘度の低下は，油膜パラメータΛを検討するにあたり，重要な条件である．しかし，発熱による温度上昇は実機運転により得られるため，事前検討では温度上昇を仮定する必要があると言える．

今回の計測結果では，出力軸トルク 5.0Nm 付近で接触電気導通がほぼ 0.1 程度になっている．すなわち接触部のうち，金属接触している部分が大半を占めているため，接触部での損失が大きくなり，Fig.4-13 温度上昇の結果でも，5.0Nm 付近で若干温度水準に変化が見られたと考えられる．Fig.4-13 と 4-14 の間には相関があり，信頼性の高い計測データであることが言える．

4.5.3　減速比と転動面すべり

減速比は Table 4-3 に示したしたように，計測データである入力軸回転速度 N_{in} を出力軸回転速度 N_{out} で除することにより算出した．出力軸トルクと減速比の関係を，Fig.4-16 に示す．トラクションドライブは油膜のせん断抵抗力を利用して動力を伝達するため，転動面の油膜が弾性変形し，その分の微小すべりが生じる．微小すべりは油膜の弾性変形量に比例するため，出力軸トルクの上昇の伴って微小すべりも増大，すなわち減速比が増大する．また，微小すべりが増大すると動力損失が生じるため，トラクションドライブの発熱につながる恐れがある．そのため，微小すべりは小さいことが望ましい．

今回の試験では，事前検討で算出した減速比 2.57 と同等の減速比が得られており，マイクロトラクションドライブの減速比は，軸受の接触角と転動体 P.C.D.より予測できることが確認できた． また，伝達トルク 0.5Nm 時の減速比に対して 7.6Nm 時の減速比は 1.6%の増加に留まっており，動力損失が発生するような過大すべりとなることはなかった．従って，減速機として使用する上で問題になるようなすべりは発生していないと考えられる．

また，出力軸トルクを上昇させても減速比は 1.6%の増加であったため，軸受の接触角変化の影響も微小であることが確認できた.

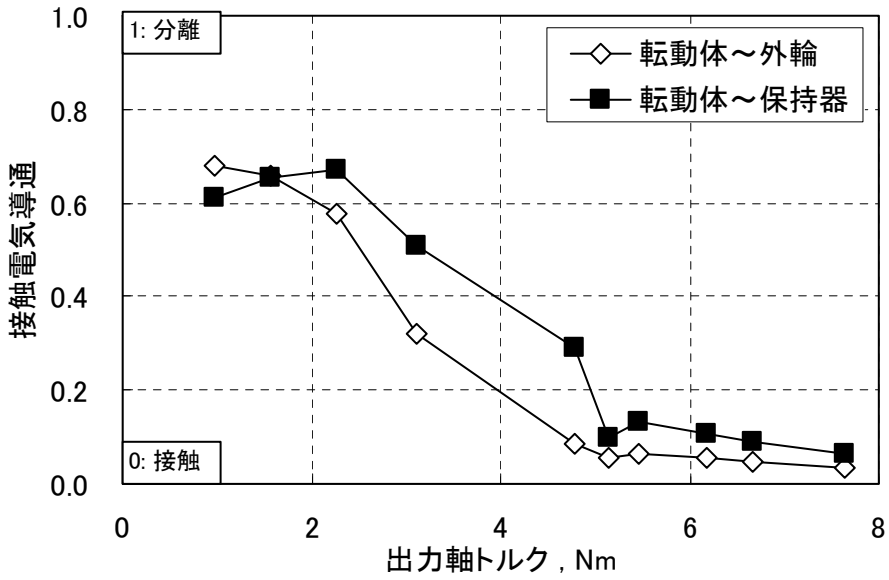

Fig.4-15 出力軸トルクと接触電気導通の関係

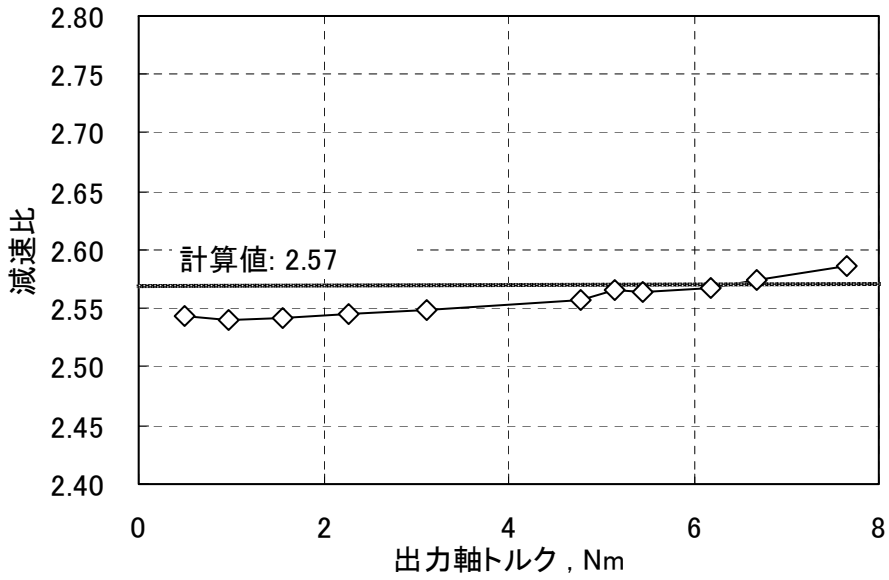

Fig.4-16 出力軸トルクと減速比の関係

4.5.4　動力伝達効率

マイクロトラクションドライブおよび，遊星ギヤヘッドの出力軸トルクと動力伝達効率ηの関係を Fig.4-17 に示す．動力伝達効率ηは，今回の計測データを(4-15)式で算出した．

$$\eta = \frac{N_{out} \times T_{out}}{N_{in} \times T_{in}} \times 100 \qquad [\%] \qquad \cdots(4\text{-}15)$$

N_{in}　：入力軸回転速度[rpm]　N_{out}　：出力軸回転速度[rpm]

T_{in}　：入力軸トルク[Nm]　T_{out}　：出力軸トルク[Nm]

いずれも出力軸トルクの上昇に伴い，動力伝達効率が上昇している．遊星ギヤヘッドは出力軸トルク 4.5Nm の時，動力伝達効率が約 61.7%であった．それに対してマイクロトラクションドライブは，同トルク時に 80%程度の動力伝達効率であった．遊星ギヤヘッドは，歯車の噛み合いに起因する騒音・振動の発生や，遊星ギヤのスラスト移動を受けるすべり軸受での動力損失が発生し，同外径のマイクロトラクションドライブよりも動力伝達効率が低いと考えられる．また，出力軸トルク 4.5Nm で遊星ギヤヘッドはケーシング外壁の温度が著しく上昇するため，これ以上出力軸トルクを上昇させても発熱による動力損失が増え，動力伝達効率が低下すると予想されたため運転を終了した．マイクロトラクションドライブは更に出力軸トルクを上昇させ，出力軸トルク 7.6Nm の時には，動力伝達効率 85%となった．

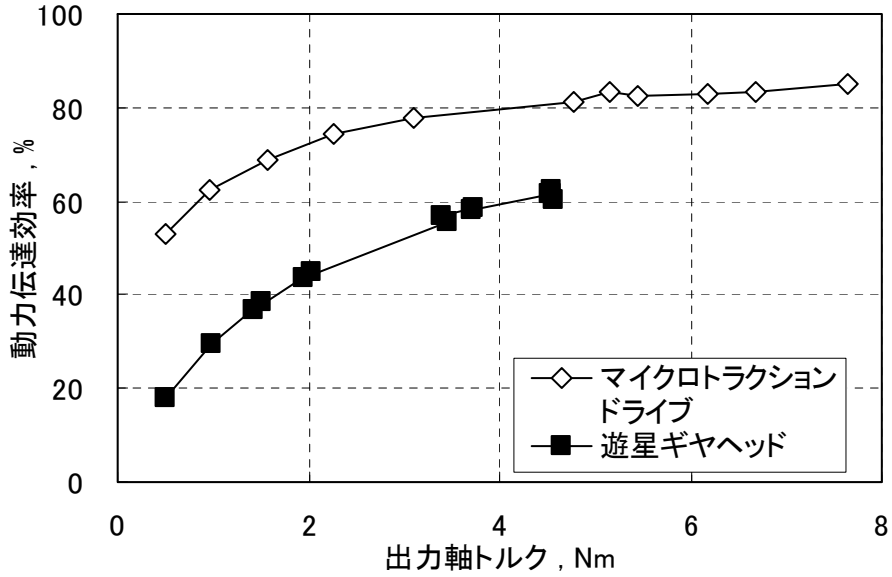

Fig.4-17 出力軸トルクと動力伝達効率の関係

4.5.5　騒音

マイクロトラクションドライブと遊星ギヤヘッドを入力軸回転速度 3000rpm で運転した時の，騒音計測状況を Fig.4-18，機側 1m 騒音レベル比較結果を Fig.4-19 に示す．近接音の騒音レベルでは，マイクロトラクションドライブが 70.8dB[A]，遊星ギヤヘッドが 74.2dB[A]であった．ピーク周波数は，遊星ギヤヘッドの遊星ギヤ（歯数 18 枚）自転 1 次の 1545Hz であった．

また，Fig.4-17 からは 2000Hz 以上の高周波領域で，遊星ギヤヘッドに対してマイクロトラクションドライブの騒音レベルが低いことがわかる．遊星ギヤヘッドの太陽ギヤ（入力軸）の歯数は 21 枚であり，3000rpm で回転している．その太陽ギヤの周囲には，遊星ギヤが 3 個配置されて，811rpm（=出力回転速度）で公転している．太陽ギヤと遊星ギヤの噛み合い周波数 q は(4-16)式にて示される．

$$q = \frac{\left(N_{in} - N_{out}\right) \times SG_z \times PG_n}{60} \quad [\mathrm{Hz}] \qquad \cdots(4\text{-}16)$$

SG_z　：太陽ギヤの歯数

PG_n　：遊星ギヤの数

(4-16)式より，入力軸回転速度 3000rpm で運転した際の太陽ギヤと遊星ギヤの噛み合い周波数は，2300Hz 付近となる．従って，2000Hz 以上の高周波領域でマイクロトラクションドライブの騒音レベルが低いのは，歯車の噛み合いに起因する騒音が発生しないという，トラクションドライブの特長が出ているためと考えられる．小型ドライブシステムはユーザの身近な場所で使用される可能性も高いため，静粛性は重要な要素である．この点からも，遊星ギヤヘッドと比較してマイクロトラクションドライブは，小型ドライブシステムへ適用するにあたり有利であると言える．

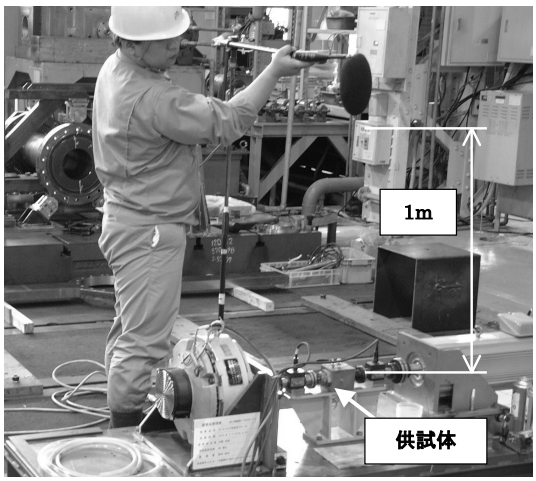

Fig.4-18 騒音の計測状況

※ 21 次＝太陽ギヤの歯数

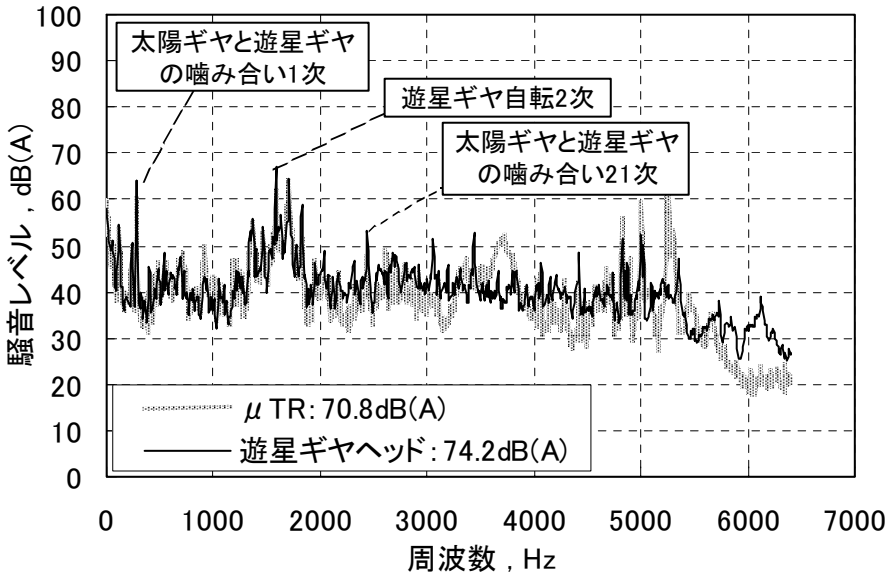

Fig.4-19 騒音レベル

4.6 結論

本章では以下の成果が得られた.

(1) 転がり軸受をトラクションドライブとして設計上成立させるため，また試作機を製作するにあたって Table 4-6 に示す項目を検討した．出力軸トルク 4.2Nm，入力軸回転速度 3,000rpm の条件にて検討した結果，各部強度は問題なく，トラクション力にて動力を伝達する転動体と内・外輪間は油膜分離しているため，選定したアンギュラ玉軸受がトラクションドライブとして成立するという結果が得られた.

Table 4-6 事前検討結果

1	減速比	2.57
2	出力軸トルク 4.2Nm 伝達に必要な予圧力	653 N
3	転動体と内・外輪間の接触圧力	2.2 GPa
4	転動体と内・外輪間の油膜パラメータ Λ	Λ≧3（流体潤滑）
5	保持器の材質	リン青銅(CAC502)
6	転動体と保持器間の接触圧力	0.9 GPa
7	転動体と保持器間の油膜パラメータ Λ	Λ=1.4(混合潤滑)

(2) 試作機を製作し，運転時の温度上昇・接触電気動通・減速比・すべり率・動力伝達効率・騒音値を評価した．また同サイズの遊星ギヤヘッドと性能比較した結果を Table 4-7 に示す.

Table 4-7 性能評価

項目		マイクロトラクションドライブ	遊星ギヤヘッド
ケーシング温度 (出力軸トルク 5.0Nm)	℃	48.5	79.1
伝達可能トルク (60℃以下)	Nm	7.6	4.5
動力伝達効率 (最大)	%	85.0	61.7
騒音レベル (入力軸回転速度 3000rpm)	dB(A)	70.8	74.2

① 温度上昇

室温 15℃の環境で運転を開始し，出力軸トルク 5.0Nm という同条件下において，マイクロトラクションドライブの温度上昇の方が約 30℃程度低かった．遊星ギヤヘッドの発熱は，使用されているすべり軸受の摺動部でのすべり摩擦損失によって発生したものと推定する．一方，マイクロトラクションドライブに関しては運転中の接触電気導通についても計測していたが，金属接触後の温度上昇も緩やかであった．マイクロトラクションドライブの転動体と保持器の接触部は点接触部であるが，出力軸である保持器は銅合金のため，著しい温度の急上昇は生じなかったものと考えられる．

② 伝達可能トルク

ケーシング温度 60℃以下での伝達可能トルクを比較した結果，遊星ギヤヘッドが 4.5Nm に対して，マイクロトラクションドライブは 7.6Nm であった．

マイクロトラクションドライブは出力軸トルクの上昇に伴って，転動体と保持器の接触部でのすべり摩擦損失の増大が懸念されたが，温度上昇の推移からも異常な動力損失はなく運転されたと判断できる．また，伝達トルク 0.5Nm 時の減速比に対して，7.6Nm 時の減速比は 1.6%の増加に留まっており，転動面のすべりが過大となることはなかった．従って，減速機として使用する上で問題になるようなすべりは発生していないと考えられる．

③ 動力伝達効率

遊星ギヤヘッドは出力軸トルク 4.5Nm の時, 動力伝達効率が約 61.7%であった. それに対してマイクロトラクションドライブは，同トルク時に 80%程度の動力伝達効率であった．マイクロトラクションドライブは更に出力軸トルクを上昇させ，出力軸トルク 7.6Nm の時には，動力伝達効率 85%となった.

④ 騒音レベル

近接音は，マイクロトラクションドライブが 70.8dB[A]，遊星ギヤヘッドが 74.2dB[A]であった．2000Hz 以上の高周波領域で，遊星ギヤヘッドに対してマイクロトラクションドライブの騒音レベルの減少が顕著であることから，歯車の噛み合いに起因する騒音が発生しないという，トラクションドライブの特長が出ていると考えられる.

(3) 以上の性能比較結果より，マイクロトラクションドライブは同サイズの遊星ギヤヘッドと比較し，大伝達トルク（1.7 倍）・高効率(20%以上高い)・低騒音（4dB(A)低い）のトラクションドライブであることが確認できた.

(4) 今回試作したマイクロトラクションドライブは，市販の転がり軸受を転用しているため，基本的な転がり軸受のプロポーションから得られる減速比は 2.57 であった. 遊星ギヤヘッドは 1 段で 10 程度までの減速比を得られるため，小減速比はマイクロトラクションドライブの欠点となる．そこで第 5 章では，減速比増大を目的としてマイクロトラクションドライブを 2 段直結し, 負荷運転性能を評価した.

第 4 章の参考文献

(1) NTN 株式会社：“転がり軸受総合カタログ”，No.2202-Ⅶ/J，(2002)11, pp. B-66

(2) HAULHABER：“モータ総合カタログ”, 光進電気工業株式会社, (2005)10, pp.123

(3) NSK 株式会社：“テクニカルレポート”，No.728e，(2002), pp.250-251

(4) 畑　一志，青山昌二，宮地智巳：“出光トラクション油の各種性能・特性”，トライボレビューN0.28，(2005) pp.23-27

(5) 松本　將，寺田　搏，渋谷八郎，重永憲明，佐々尾裕：“水門とびら用ローラ・レール接触面の接触圧力設計”機械学会論文集　第 3 部，44 巻，385 号，(1978)9, PP.3241-3250

(6) NSK 株式会社：“テクニカルレポート”，No.728e，(2002), pp.42-43

(7) B. J. Hamrock, D. Dowson, Proc.5th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, (1979) pp.22

第 5 章

アンギュラ玉軸受転用型 2 段減速マイクロトラクションドライブの負荷運転性能

5.1　諸言

本章では，第 4 章で開発した 1 段減速型の発展型として，2 段減速型を試作・評価した．開発したトラクションドライブは市販の転がり軸受を転用しているため，基本的な転がり軸受のプロポーションから得られる減速比は 1 段で 2.7 程度しか得られない．しかし，小型ドライブシステム市場では，モータの高速化に伴う減速比増大のニーズが高まっている．そこで，マイクロトラクションドライブを 2 段直結し，減速比 7.3 とした構造について，第 4 章と同様に検討した．試作構造はトラクションドライブの動力伝達に必要な予圧力を 1 つの機構で前段と後段の減速段に与える構造とした．

性能評価としては，基本性能の評価とは別に，トラクションドライブの仕様（転動体数・予圧力・保持器材質）を試験条件として変化させ，動力伝達特性（すべり率・減速比・トルク比・動力伝達効率）に対する影響についても調査を実施した．

基本性能を評価した結果，本試作機が最高入力軸回転速度 20,000rpm まで，異常な温度上昇や動力伝達効率の低下などなく，運転可能であることを確認できた．また，各試験条件の変化によって動力伝達効率に影響があることを確認し，動力伝達効率の向上手法を示すことができた．

5.2　設計検討

5.2.1　基本諸元・目標仕様

アンギュラ玉軸受の諸元を Table 5-1，目標仕様を Table 5-2 に示す．今回は 2 段減速型とし，減速比を大きく設定しているので，入力軸回転速度（駆動モータ回転速度）が高い，電動工具の仕様を参考に目標仕様を設定した．

減速機は 2 段以上の構成にする際，前段よりも後段の伝達トルクが高い．そのため，伝達トルクに応じた減速機サイズを選定し，前段と後段では減速機サイズを変えて構成するのが一般的である．しかし，大量生産を前提とした用途の減速機では，部品を共通化し，製作部品の種類を低減することで 10%程度コスト低減をする手法も用いられている．また，形状を単純化する目的でも同様に行われている．そのため，マイクロドライブシステムの市場でも前段と後段の減速機サイズを共通化し，10%程度の製作コストを低減している事例はよく見られる．本手法は伝達トルクで決定されるトラクションドライブのサイズが最適ではなくなることが欠点ではあるが，マイクロトラクションドライブの目標として歯車装置と同等以下の製作コストも挙げているため，本章で開発する 2 段減速型マイクロトラクションドライブも，形状単純化・製作部品共通化をはかり前後段の減速機サイズを同一とした．

Table 5-1 アンギュラ玉軸受の諸元

内輪内径	S_i	mm	15
外輪外径	R_o	mm	42
外輪幅	R_b	mm	13
接触角	α	rad	$\pi/12$
転動体 P.C.D.	P_p	mm	29.5
転動体直径	P_o	mm	7.935
転動体数（初期）	P_n	pieces	10
減速比（1 段）	i_s	-	2.7
減速比（2 段）	i_t	-	2.7
型　番	-	-	7302C

Table 5-2 目標仕様

入力軸回転速度	N_{in}	mm	20,000
出力軸トルク	T_{out}	mm	0.24
ケーシング外径	D	mm	42
潤　滑	－	－	グリース潤滑

5.2.2　試験条件

(1) 試験条件の設定

本章ではマイクロトラクションドライブの評価として，基本性能の評価とは別に，トラクションドライブの仕様（転動体数・予圧力・保持器の材質）を試験条件として変化させ，動力伝達効率に対する影響についても調査を実施した．設定した試験条件を Table 5-3 に示す．

Table 5-3 試験条件

出力軸トルク	T_{out}	Nm	0 0.08 0.16 0.24
予圧力	Fa	N	23 213
転動体数	P_n	Pieces	3 9
保持器の材質	-	-	リン青銅（CAC502） 高力黄銅（CAC302）

まず，予圧力は一般的にアンギュラ玉軸受のスキッディング防止の目安となる動定格荷重の約 2%の荷重として 213N とした．更に軽予圧力条件での転動面すべりの挙動を見るため約 1/10（23N）の 2 条件で試験を実施した．

転動体数の設定は，調整が容易なように 9 個穴の保持器を製作し，3 個および 9 個の 2 条件とした．出力軸トルクは，試験装置に用いたブレーキの使用可能最大トルク（約 0.25Nm）以下とし，無負荷（0Nm）を併せて 4 条件とした．保持器の材質は，耐食性となじみ性が良い CAC502（リン青銅）と，硬さが大きく耐摩耗性が良い CAC302（高力黄銅）の 2 種類を使用することとした．

(2) 接触圧力の検討

予圧力と転動体数を試験条件と設定したので，転動体と内輪，転動体と外輪，転動体と保持器の接触圧力 P_{max} を第 4 章と同様に検討した．

(4-11)，(4-14)式を用い，計算した結果を Fig.5-1 に示す．転動体と保持器の接触荷重 Q_r は，出力軸トルク 0.24Nm として検討した．

転動体と内・外輪の接触圧力は，最大でも 1.6GPa（転動体～内輪，予圧力 213N，転動体数 3 個）あった．通常の転がり軸受の材質には高炭素クロム軸受鋼（SUJ2）が使用されており，表面硬度は 700H_B 程度ある．接触部での塑性変形は接触圧力 P_{max} との関係で，P_{max} [GPa]>0.005H_B である時に発生する [1]．

従って，今回に設定したパラメータであれば，接触部が塑性変形するレベルではないことがわかる．また，転動体と保持器の接触圧力は，0.21～0.31GPa であり，こちらも塑性変形するレベルではないと言える．

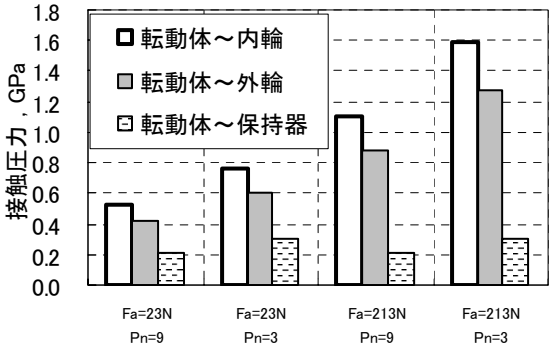

Fig.5-1 各部の接触圧力

5.3 試作

試作機の構造を Fig.5-2 に示す．5.2.1 項で述べたように，前後段に同一の軸受を用い，前段の保持器を後段の内輪に圧入することで，2 段減速を構成した．

マイクロトラクションドライブに与える予圧力は，1 段型試作機を同様に，バネをボルトで圧縮することにより発生する反力により与えた．

また，今回の試作では支持軸受について，次のように選定した．入力軸支持軸受は，試験装置全体の損失に対して寄与率を小さくするため，なるべく小径（内径φ10mm）の軸受を選定した．前段保持器支持軸受は，一つの予圧機構で 2 段のマイクロトラクションドライブに予圧をかけるため，予圧力が Fig.5-2 のように前段内輪～前段外輪～前段保持器支持軸受外輪～前段保持器支持軸受内輪～後段内輪～後段外輪とかかるように，マイクロトラクションドライブと同外径のアンギュラ玉軸受を選定した．

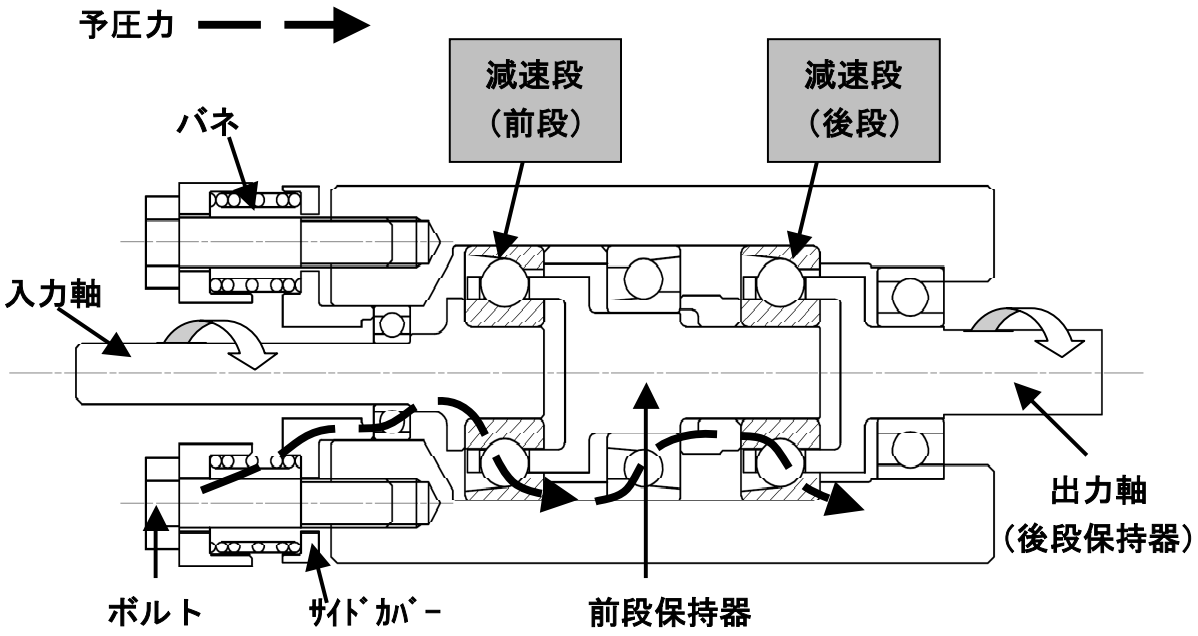

Fig.5-2　2 段減速型マイクロトラクションドライブの構造

5.4　試験

5.4.1　試験装置

試験で使用した計測器やモータの取り合いを Fig.5-3 に示す．使用したモータは DC モータ（200W），ブレーキは電磁式（最大トルク 0.25Nm），トルクメータは最大計測トルク 0.5Nm のものを使用した．計測項目および，計測方法については次のように設定した．

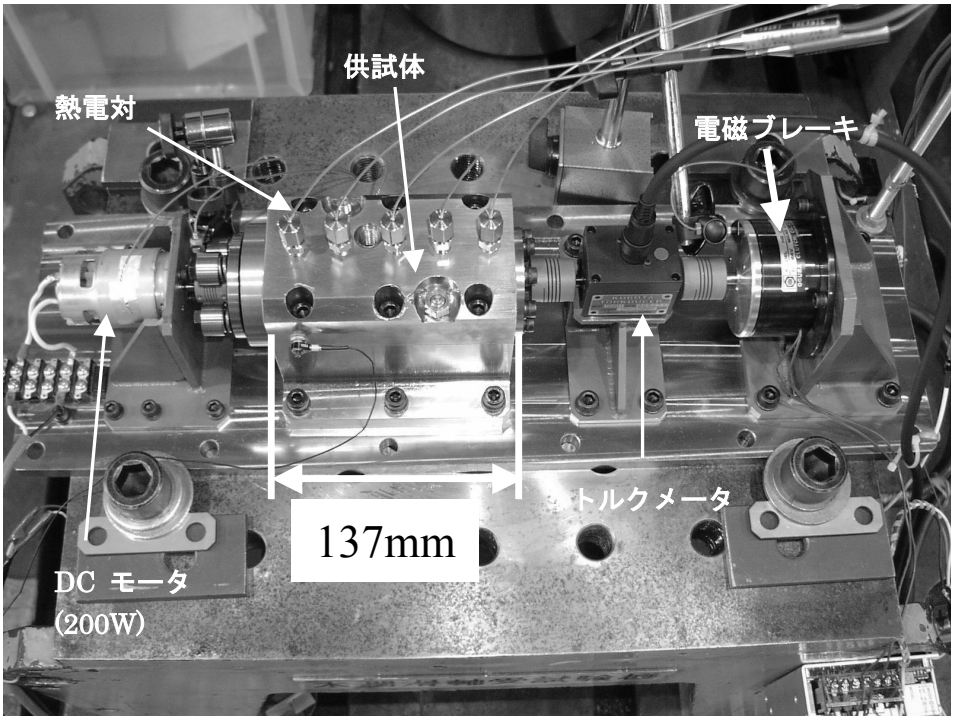

Fig.5-3 試験装置(2 段減速型マイクロトラクションドライブ)

(1) 入力軸トルク，入力軸回転速度

入力軸トルクは，カタログに記載されているモータの性能曲線を使用し，モータ電流から換算することで導出した．入力軸回転速度に関しては，モーターファンの一箇所に反射テープを貼り，非接触センサにて回転パルスを検出した．

(2) 供試体のケーシング温度，軸受温度

ケーシングに設置した熱電対から計測した．マイクロトラクションドライブ前・後段，支持軸受 3 個，合計 5 箇所を計測し，性能評価中の温度を監視した．

(3) 出力軸回転速度

入力軸回転速度に関しては，モーターファンの一箇所に反射テープを貼り，非接触センサにて回転パルスを検出した．

(4) モータ温度

供試体のケーシング温度と同様に熱電対にて計測した．駆動モータは，カタログよりハウジングの温度が 70℃になったら，モータ過負荷となるために，運転を停止することにした．

5.4.2　支持軸受の動力損失

第 4 章では，遊星ギヤヘッドとマイクロトラクションドライブをそれぞれ減速装置として性能比較するため，動力伝達効率の評価では，減速部（遊星ギヤもしくは，マイクロトラクションドライブに転用したアンギュラ玉軸受）のほかに，支持軸受や遊星ギヤのスラスト移動を受けるすべり軸受などの動力損失を含めて評価した．

本章では，マイクロトラクションドライブのパラメータを変化させた際に，動力伝達効率などの性能に影響があるか確認することを目的としている．そのため，その性能変化とマイクロトラクションドライブ以外で発生する動力損失を区別して評価することとした．

そこで，まず性能評価を行なうにあたり，純粋にマイクロトラクションドライブのみの動力伝達効率を評価するため，試験装置に用いた支持軸受の損失トルクを計測した．支持軸受の損失トルク計測装置の構造を Fig.5-4 に示す．損失トルクを計測するため，まず支持に用いた軸受を二つ用意し，同一のシャフトを支持した．更に，シャフトに設けたネジ部にナットを締め込み，バネを圧縮することにより軸受内輪へ，マイクロトラクションドライブにかけた予圧力（23N，213N）と同等の予圧力を与えた．

駆動用モータ（200W）と上記軸受が支持している軸の間にトルクメータ（最大 0.5Nm）を設置し，軸の駆動トルクを計測した．計測結果は軸受 2 個分の損失トルクのため，実際は計測値の半分を支持軸受 1 個あたりの損失トルクとし，試験条件に対応する内輪回転速度の結果から動力損失を導出した．

また，試験装置は 2 段減速で，Fig.5-2 に示した通り前段入力軸・前段出力軸（後段入力軸)・出力軸それぞれに支持軸受があり，出力軸支持軸受は予圧力がかからないので，Fig.5-4 の構造からバネを外して軸の駆動トルクを計測した．それぞれの支持軸受の動力損失を合計した結果を Fig.5-5 に示す．本章の試験では，この試験装置に用いた支持軸受の動力損失を差し引いてマイクロトラクションドライブのみの動力伝達効率を評価した．

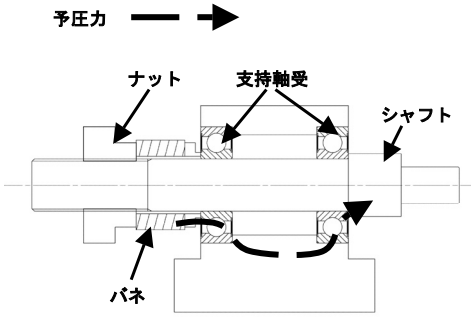

Fig.5-4 支持軸受の損失トルク計測装置

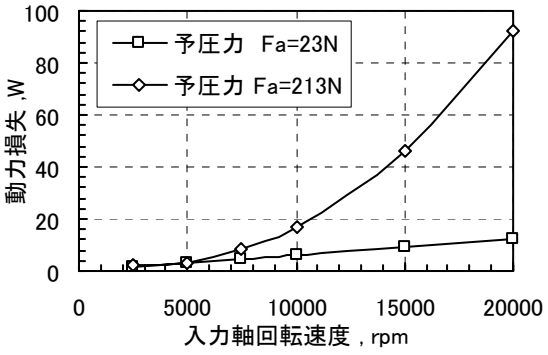

Fig.5-5 支持軸受の動力損失（合計）

5.4.3　その他の試験条件

5.2.2 項で示した試験条件以外の試験条件を Table 5-4 に示す.入力軸回転速度の範囲は使用したモータの運転可能範囲である 0～20,000rpm と設定した. マイクロトラクションドライブおよび, 試作機に使用した支持軸受共に, 潤滑油は市販のトラクショングリース（基油 VG32, 00 号グリース相当）を使用した.

Table 5-4 試験条件

入力軸回転速度	rpm	0～20,000
潤滑油	-	トラクショングリース
動粘度	mm^2/s	32(@40℃)
室　温	℃	15

5.5　性能評価

得られた計測データの一例(転動体数 3 個, 予圧力 23N, 保持器材質　高力黄銅)を Fig.5-6 に示す.

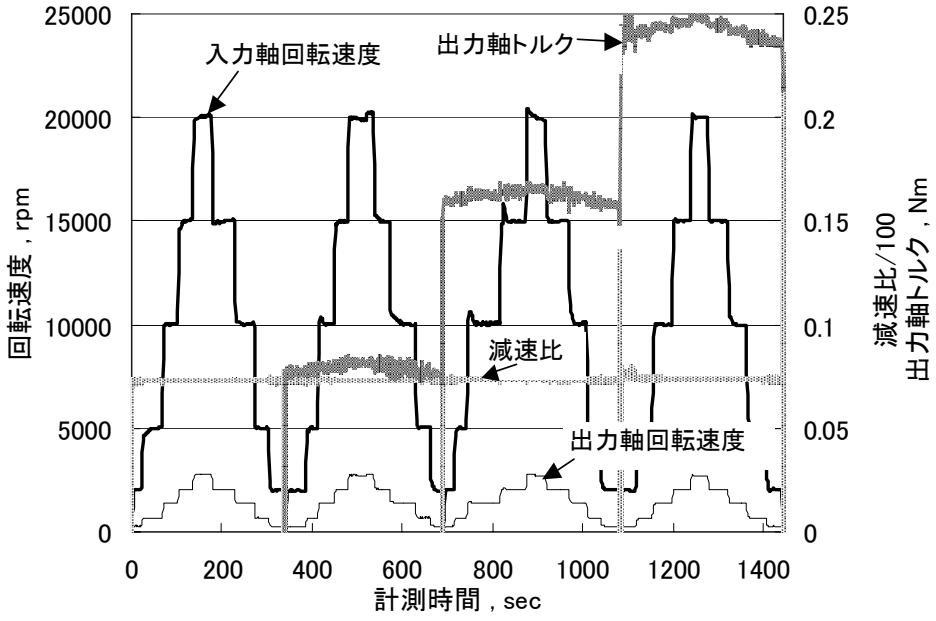

Fig.5-6 計測データ

運転パターンは，入力軸回転速度 5,000rpm，10,000rpm，15,000rpm，20,000rpm 時での運転特性データを正確に計測するために，それぞれの回転速度で 30 秒整定させながら，上昇させた．入力回転速度を低下させる際も上昇時と同様に，30sec 製定させる 350sec のパターンとした．この運転パターンにて出力軸トルクを 0Nm，0.08Nm，0.16Nm，0.24Nm で実施し，全 4 パターンを計測した．また，得られたデータより以下を評価項目とした．

① すべり率

歯車を用いないトラクションドライブ特有の現象「微小すべり」を評価するため，本指標を用いる．(5-1)式に示すとおり，無負荷時の減速比 i_{noload} と負荷時の減速比 i_{load} の比率として表す．一般的にトラクションドライブへ与える負荷トルクが増加するにつれ，すべり率も増加する．すべり率の極端な増加は発熱を引き起こし，トラクション係数や動力伝達効率の低下に繋がるが，負荷トルクに対して適切な予圧力を与えることによりすべり率を 2% 以下の微小すべりに留めれば，発熱も小さく動力伝動装置として問題になることはない．

$$S = \left(1 - \frac{i_{load}}{i_{noload}}\right) \times 100\% \qquad \cdots(5\text{-}1)$$

② 減速比

入力軸回転速度 N_{in} と出力軸回転速度 N_{out} の比率として表す．今回の評価では，マイクロトラクションドライブの仕様（予圧力・転動体数）を試験条件とし，動力伝達特性への影響を確認する．減速比が試験条件の変更によって変化すると，目標の回転速度が変化することとなるため，影響が小さく，事前検討で得られた減速比 7.3 に近いことが望ましい．

③ トルク比

入力軸トルク T_{in} と出力軸トルク T_{out} の比率として表す．減速比と同様にマイクロトラクションドライブの仕様（予圧力・転動体数）の変更によって大きく変化すると，目標のトルクが変化することとなるため，影響が小さいことが望ましい．

歯車装置は歯車の噛み合いによる動力伝達のため，トラクションドライブのような微小すべりが発生しない．そのため，歯車装置の動力伝達効率は減速比による影響はなく，トルク比に依存する．しかし，トラクションドライブには微小すべりが発生するため，動力伝達効率は減速比とトルク比が影響する．従って，今回の評価では減速比とトルク比を評価し，動力伝達効率への影響度を確認した．

④ 動力伝達効率

第 4 章(4-15)式のように，入力動力と出力動力の比率にて表す．今回の評価では，試験条件の変更による影響を確認し，動力伝達効率の向上手法を示すことを目的とした．

5.5.1　すべり率

(1)　予圧力の影響

転動体数は 9 個とし，予圧力を 23N（転動体と内輪の接触圧力：0.53GPa）と 213N（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，すべり率を比較した結果を Fig.5-7 に示す.

予圧力 23N では出力軸トルク 0.24Nm において，すべり率は約 1.0%に留まった．すべり率増加の傾向としてはほぼ線形に増加しているので，トルク伝達がトラクションカーブの線形領域の中で行われたことがわかる.予圧力を 213N まで上げた場合は伝達トルクが同じなので必要なトラクション係数が予圧力 23N よりも約 1/10 で済む．そのため，すべり率が減少したと考えられる.

入力軸回転速度が上昇するにつれてすべり率が増加しているが，これはかくはん損失による軸受の動摩擦トルクの増加，転動体が公転するによって働く遠心力により，転動体と内輪の接触荷重が減少したことが影響していると推測される.

(2)　転動体数の影響

予圧力を 213N とし，転動体数を 3 個（転動体と内輪の接触圧力：1.59GPa）と 9 個（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，すべり率を比較した結果を Fig.5-8 に示す.

すべり率は転動体数を変更しても同様の傾向となり，最大でも 0.5%以下に留まった．マイクロトラクションドライブにかける予圧力が一定条件での比較であり，予圧力と出力軸トルクの関係を表す第 4 章(4-10)式によれば，転動体数の影響はないと言える．従って，予圧力が一定であれば，転動体数を変更してもすべり率の変化が少ないことが確認できた.

入力軸回転速度が上昇するにつれて若干すべり率が増加しているが，前記(1)と同様にかくはん損失による軸受の動摩擦トルクの増加と，転動体が公転するによって働く遠心力が影響していると推測される.

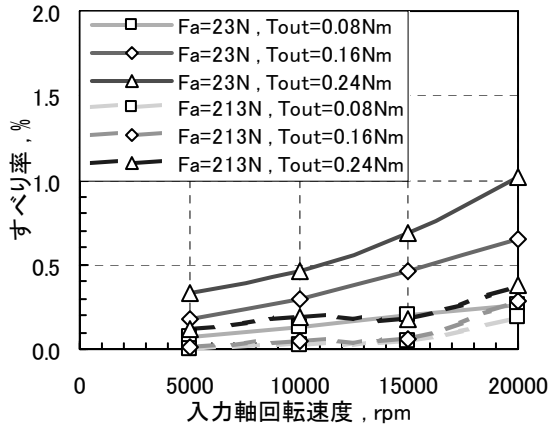

Fig.5-7 すべり率に対する予圧力の影響

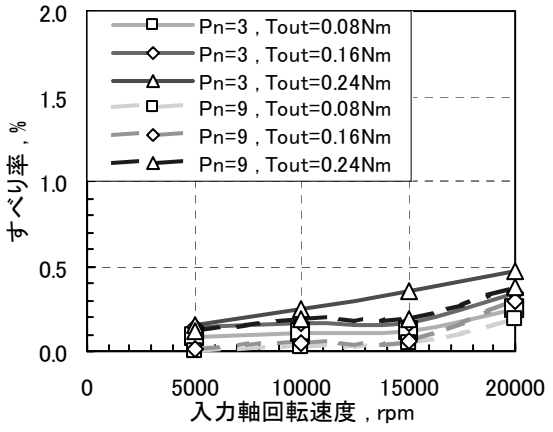

Fig.5-8 すべり率に対する転動体数の影響

5.5.2　減速比

(1)　予圧力の影響

転動体数は 9 個とし，予圧力を 23N（転動体と内輪の接触圧力：0.53GPa）と 213N（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，減速比を比較した結果を Fig.5-9 に示す.

それぞれの試験において，入力軸回転速度を 5,000～20,000rpm で変化させても，アンギュラ玉軸受の初期接触角から求めた減速比 7.3 をほぼ満足していることがわかる．従って，予圧力や入力軸回転速度の変更に対して，減速比すなわち接触角への影響は小さいことが確認できた.

すべり率として，微小すべりによる減速比の変化を捉えると最大で 1.0%程度あったが，減速比 7.3 に対しての 1.0%として判断すれば，実用上は問題ないと言える.

(2)　転動体数の影響

予圧力を 213N とし，転動体数を 3 個（転動体と内輪の接触圧力：1.59GPa）と 9 個（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，減速比を比較した結果を Fig.5-10 に示す.

入力軸回転速度を 5,000～20,000rpm で変化させても減速比の変化はなく，設計値の 7.3 をほぼ満足している．厳密には，転動体の接触圧力の高い方が，接触部の弾性変形により，接触角が大きくなる．接触角が大きくなれば，太陽ローラの接触部外径とリングローラの接触部内径の差が小さくなり，減速比は小さくなる．それが，転動体数 9 個に対して，転動体数 3 個での減速比の方が，全体的に若干低い結果となった理由と考えられる.

しかし，接触圧力の影響による減速比の変化は，運転条件（入力回転速度・出力軸トルク）によって左右されるものではなく，動力伝動装置として捉えれば問題はない.

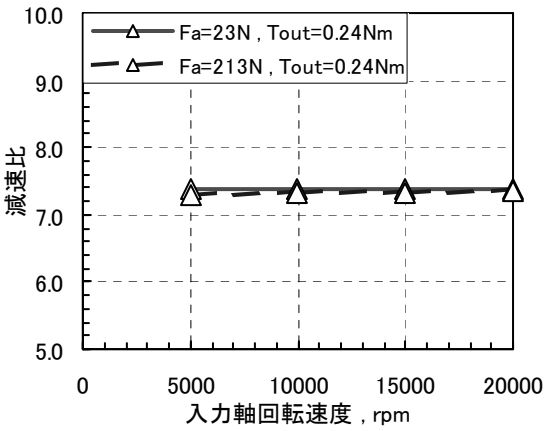

Fig.5-9 減速比に対する予圧力の影響

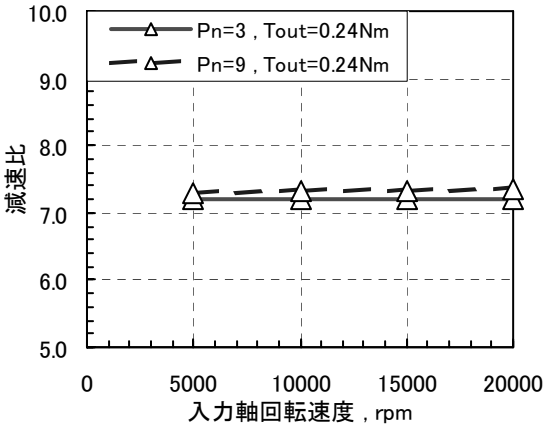

Fig.5-10 減速比に対する転動体数の影響

5.5.3　トルク比

(1) 予圧力の影響

転動体数は 9 個とし，予圧力を 23N（転動体と内輪の接触圧力：0.53GPa）と 213N（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，トルク比を比較した結果を Fig.5-11 に示す.

入力軸回転速度 5,000rpm, 出力軸トルク 0.24Nm の時, 予圧力 23N でのトルク比は 5.3, 予圧力 213N でのトルク比は，約 6.0 あった．予圧力が小さいほど転動体の弾性変形量が小さく，また軸受に発生する動摩擦トルクが小さいため，予圧力 213N に対して予圧力 23N でのトルク比は大きい結果となった.

またいずれの条件も，出力軸トルクを下げると，トルク比が減少している．これは，伝達トルクに対してマイクロトラクションドライブの損失トルクが相対的に大きくなるためと考えられる.

(2) 転動体数の影響

予圧力を 213N とし，転動体数を 3 個（転動体と内輪の接触圧力：1.59GPa）と 9 個（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，トルク比を比較した結果を Fig.5-12 に示す.

入力軸回転速度 5,000rpm，出力軸トルク 0.24Nm の時，転動体数 3 個でのトルク比は 5.9，転動体数 9 個でのトルク比は，約 5.3 であった．前記(1)では，転動体数を一定とした場合，予圧力が小さいほど転動体の弾性変形量が小さく（接触圧力が低い），軸受に発生する動摩擦トルクが小さいため，トルク比は大きいと述べた．しかし，予圧力を一定とした場合は，転動体数が少ないほど（接触圧力が高い），トルク比は大きくなった.

これは，転動体数の低減による接触圧力の上昇させた場合，転動体と内・外輪の接触荷重は増えるが，転動体と保持器のすべり接触部の数が少なくなるためと考えられる.

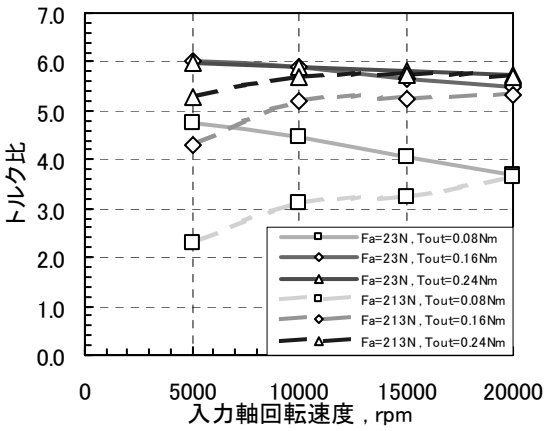

Fig.5-11 トルク比に対する予圧力の影響

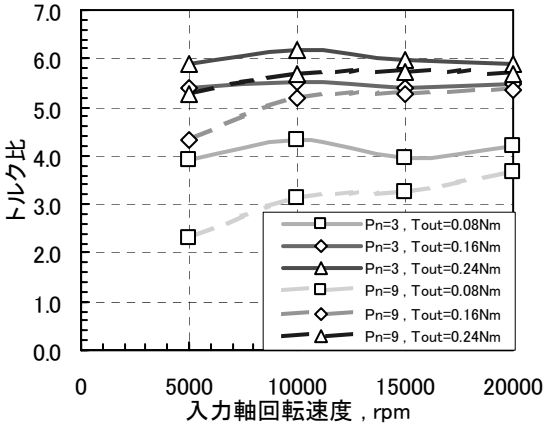

Fig.5-12 トルク比に対する転動体数の影響

5.5.4　動力伝達効率

(1) 予圧力の影響

転動体数は 9 個とし，予圧力を 23N（転動体と内輪の接触圧力：0.53GPa）と 213N（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，動力伝達効率を比較した結果を Fig.5-13 に示す．

入力軸回転速度 5,000rpm，出力軸トルク 0.24Nm の時，予圧力 23N での動力伝達効率は 82.1%，予圧力 213N での動力伝達効率は，72.4%であった．出力軸トルク 0.08Nm での評価では，動力伝達効率は大幅に減少する結果となった．トルク比の結果(Fig.5-10, 5-11)も同様に出力軸トルクを下げるとトルク比が減少しているため，動力伝達効率の減少はトルク比の影響が大きいことがわかる．

(2) 転動体数の影響

予圧力を 213N とし，転動体数を 3 個（転動体と内輪の接触圧力：1.59GPa）と 9 個（転動体と内輪の接触圧力：1.10GPa）にて，動力伝達効率を比較した結果を Fig.5-14 に示す．

入力軸回転速度 5,000rpm，出力軸トルク 0.24Nm の時，転動体数 3 個での動力伝達効率は 80.5%，転動体数 9 個での動力伝達効率は，72.4%であった．トルク比で確認したことと同様に，転動体数を一定として予圧力を低減した場合，転動体の弾性変形量が減少し（接触圧力が減少），軸受に発生する動摩擦トルクが小さいため，動力伝達効率は増加した．一方，予圧力を一定として転動体数を低減した場合（接触圧力が増加），動力伝達効率は大きくなった．

予圧力一定で転動体数を減少させることにより接触圧力を増加させすると，転動体と内・外輪の転がり接触部では接触荷重が増えるが，転動体と保持器のすべり接触部の数が少なくなるため，動力伝達効率が増加する．

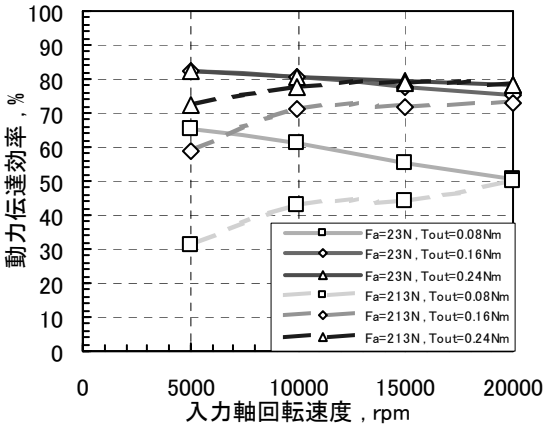

Fig.5-13 動力伝達効率に対する予圧力の影響

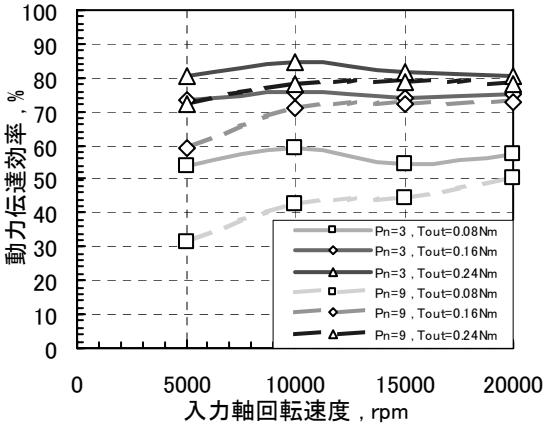

Fig.5-14 動力伝達効率に対する転動体数の影響

一方，転動体数一定で予圧力を増加させることにより接触圧力を増加させると，転動体と保持器のすべり接触部での動力損失は変わらず，転動体と内・外輪接触部にかかる接触荷重が増えるため，動力伝達効率が低下すると推測される．このことより，転動体の許容面圧以下で，極力転動体数を低減することにより，動力伝達効率を向上できることが確認できた．

5.6　保持器材質の影響および試験後の保持器の状態

5.6.1　動力伝達効率の比較

予圧力を 213N，転動体数 9 個とし，保持器の材質をリン青銅と高力黄銅にて，動力伝達効率を比較した結果を Fig.5-15 に示す．

入力軸回転速度 5,000rpm，出力軸トルク 0.24Nm の時，リン青銅保持器での動力伝達効率は 76.4%，高力黄銅保持器での動力伝達効率は，72.4%であった．また出力軸トルク 0.08Nm の時，リン青銅保持器の動力伝達効率は高力黄銅保持器よりも 15%上回っている．

保持器の材質により，動力伝達効率に差が生じる理由として，接触部でのなじみ性が挙げられる．試験後の保持器ポケット部の形状計測結果から，詳細に説明する．

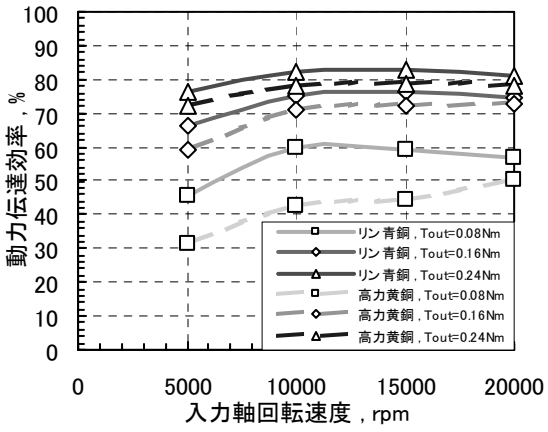

Fig.5-15 動力伝達効率に対する保持器材質の影響

5.6.2　保持器ポケット部の形状計測結果

Fig.5-16 から Fig.5-19 に保持器ポケット部の形状計測結果に示す．計測部および，計測方向は Fig.5-20 に示す．リン青銅保持器の形状は，転動体の外形になじんだように摩耗している．一方，高力黄銅保持器にはリン青銅保持器のような摩耗は見られなかった．

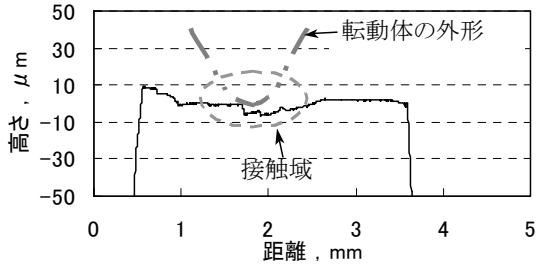

Fig.5-16 試験後の保持器ポケット部の形状
(リン青銅保持器，前段)

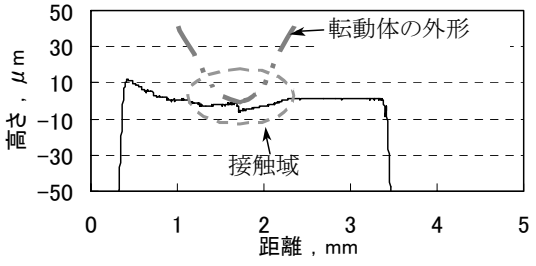

Fig.5-17 試験後の保持器ポケット部の形状
(リン青銅保持器，後段)

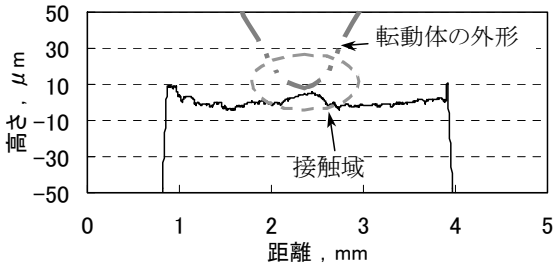

Fig.5-18 試験後の保持器ポケット部の形状
(高力黄銅保持器，前段)

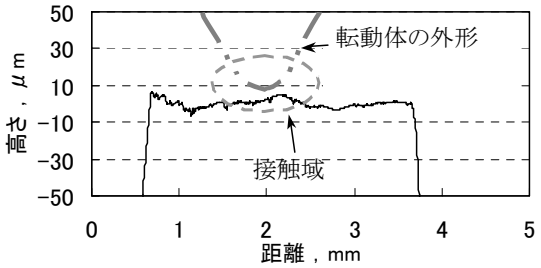

Fig.5-19 試験後の保持器ポケット部の形状
(高力黄銅保持器，後段)

続いて，リン青銅保持器と高力黄銅保持器のポケット部の形状を元に油膜パラメータΛを計算した．計算結果を Fig.5-20 に示す[2) 3)]．

高力黄銅保持器の形状に対してリン青銅保持器の形状は，転動体との相対曲率半径が大きく，油膜は形成されやすくなる．従って，油膜パラメータΛを計算した結果，リン青銅の後段保持器の接触部形状であれば，入力軸回転速度 5,000rpm でも油膜パラメータΛは 3 程度ある．一方，高力黄銅の後段保持器の油膜パラメータΛは，入力回転速度 15,000rpm 付近から弾性流体潤滑状態に入ると推測される．

以上より，入力軸回転速度 5,000rpm からでも油膜の形成が良好なリン青銅保持器では，転動体と保持器のすべり接触によって生じる動力損失が低減され，動力伝達効率が高力黄銅保持器での評価より上昇したと考えられる．リン青銅保持機の前段に関しては，試験前の状態から，入力軸回転速度 5,000rpm で転動体と保持器の油膜パラメータΛが 3 以上確保されているが，発停時の油膜形成が少ない時に金属接触し，保持器ポケット部がなじんだと考えられる．

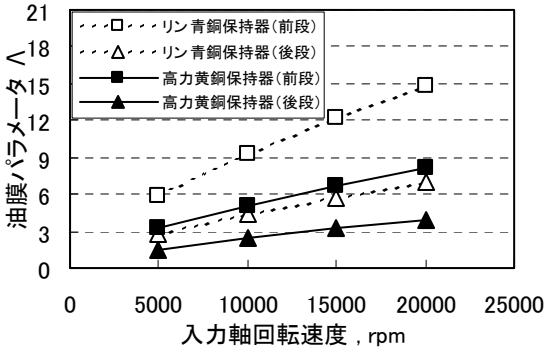

Fig.5-20 転動体と保持器接触部の
油膜パラメータ　Λ

5.6.3　保持器ポケット部の外観

試験後の保持器の外観を Fig.5-21 から Fig.5-24 に示す．リン青銅保持器については，転動体との接触部形状計測の結果，摩耗が生じていたが，外観上は著しい摩耗は見られない．従って，転動体と保持器接触部の潤滑は良好に行われており，摩耗も初期なじみ程度に留まったと推測する．高力黄銅保持器については，形状計測結果と同様に外観上も著しい摩耗は見られない．

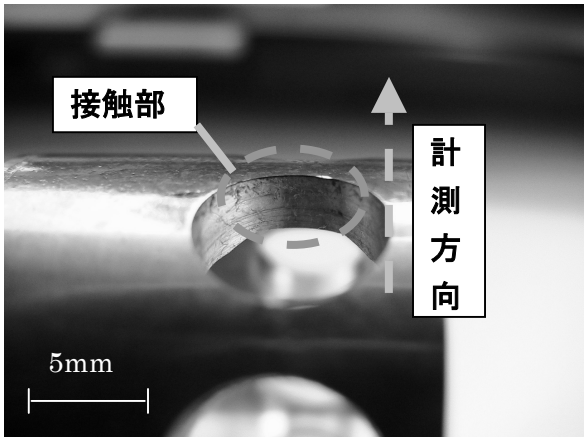

Fig.5-21 試験後の保持器ポケット部の外観
(リン青銅保持器，前段)

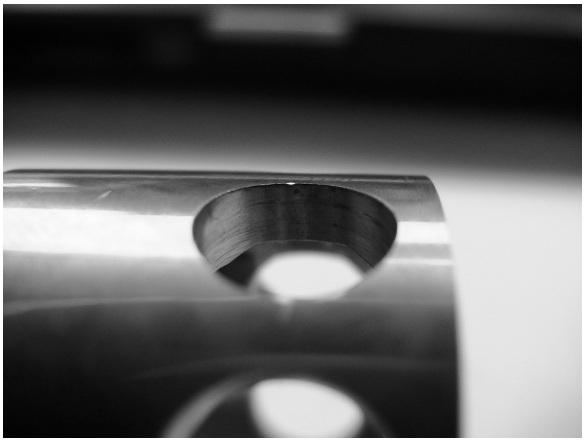

Fig.5-22 試験後の保持器ポケット部の外観
(リン青銅保持器，後段)

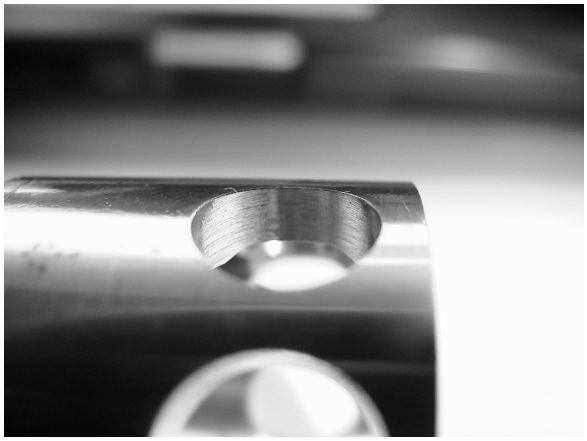

Fig.5-23 試験後の保持器ポケット部の外観
(高力黄銅保持器，前段)

Fig.5-24 試験後の保持器ポケット部の外観
(高力黄銅保持器，後段)

5.7　試験後の各部の状態

マイクロトラクションドライブの試験前と試験後の内輪および, 転動体の表面粗さ計測結果を Fig.5-26～Fig.5-31 に示し，Table 5-5 にまとめた．内輪の表面粗さは計測方向を Fig.5-25 に示す.

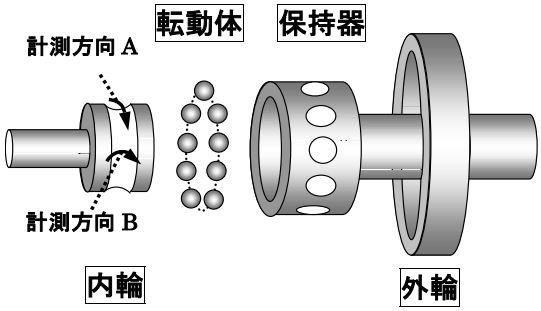

Fig.5-25 内輪の計測方向

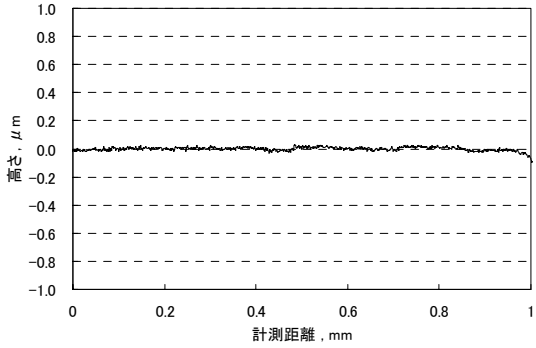

Fig.5-26 前段内輪 表面粗さ
（計測方向 A：円周方向）

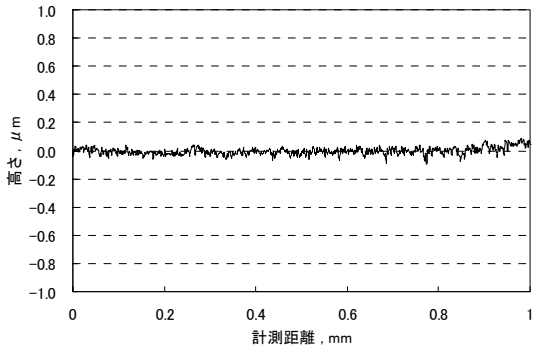

Fig.5-27 前段内輪 表面粗さ
（計測方向 B：転走面中央部）

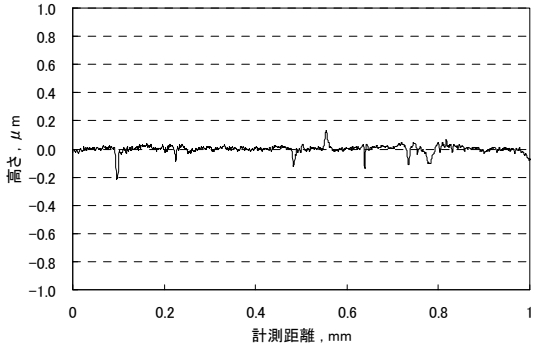

Fig.5-28 後段内輪 表面粗さ
（計測方向 A：円周方向）

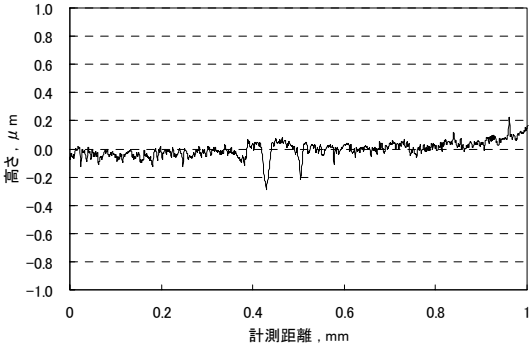

Fig.5-29 後段内輪 表面粗さ
（計測方向 B：転走面中央部）

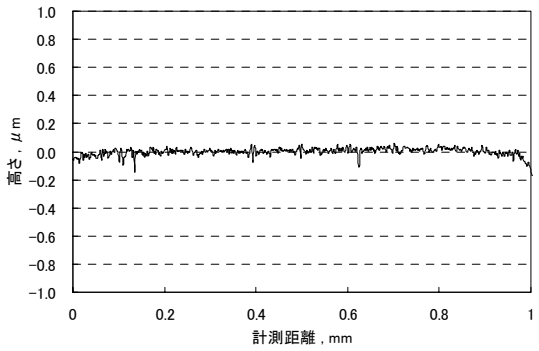

Fig.5-30 前段転動体 表面粗さ

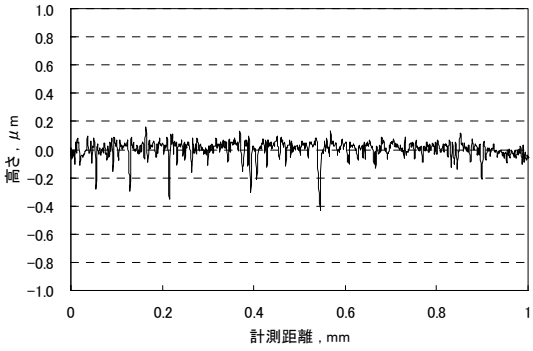

Fig.5-31 後段転動体 表面粗さ

Table 5-5 試験後の転動体と内輪の表面粗さ

	前段	後段
内輪（計測方向 A）	0.13	0.35
内輪（計測方向 B）	0.27	0.53
転動体	0.23	0.69

単位：μmRy

前段の表面粗さに対して，後段の表面粗さは比較的大きい結果となった．後段の運転条件は，前段に対して負荷トルクが大きく，転動面での油膜の弾性変形量が大きい．また，回転速度が前段の 1/2.7 であり，油膜も形成されにくい条件である．従って，前段と比較し，若干運転後の表面粗さが大きくなったと考えられる．

しかし，後段の転動体表面粗さにおいて最大でも－0.4μm と微小である．しかも，+側の粗さでは 0.2μm 以下であり，転動体と内輪の油膜厚さ 3.3μm（入力回転速度 5,000rpm，後段転動体）に対して小さいため，問題ないと判断できる．

5.8　結論

本章では以下の成果が得られた．また，予圧力・転動体数・保持器の材質を試験条件として変更し，その影響を評価した結果を Table 5-6 にまとめた．

Table 5-6 試験結果

項目		予圧力		転動体数		保持器の材質	
		23N	213N	3 個	9 個	リン青銅	高力黄銅
すべり率※1	%	1.02 ↘	0.38	0.47 →	0.38	―	―
減速比※2	―	7.37 →	7.36	7.31 →	7.36	―	―
トルク比※2	―	6.02 ↗	5.29	5.88 ↗	5.29	―	―
動力伝達効率※2	%	82.1 ↗	72.4	80.5 ↗	72.4	76.4 ↗	72.4

※ 1：最大

※ 2：入力軸回転速度 5000rpm，出力軸トルク 0.24Nm

↘：減少　　→：変化無　　↗：上昇

(1) マイクロトラクションドライブを 2 段型にすることにより，減速比を 7.3 に設定できた．また入力軸回転速度 20,000rpm，出力軸トルク 0.24Nm での運転において 2%以上の過大なすべりの発生や，動力伝達効率が 70%以下になるような極端な低下がなく，運転可能であることを確認できた．

(2) すべり率は，2 段型を構成したことに起因する極端な増大はなく，通常のトラクションドライブで生じる値と同等で,1.0%以下に抑えることができた．また，予圧力を約 10 倍に増加させると，すべり率が 1/2 以下に減少することを確認した．転動体数の変更についてはすべり率に影響がない．

(3) 減速比はすべり率の計測結果からわかるように, 最大でも 1%以上のすべりは発生していないため，予圧力・転動体数を変更しても変化はないと言える．また，事前検討で得られた 7.3 を満足し，予圧力を増加させても軸受の初期接触角には大きな影響はないことを確認できた．

(4) トルク比は伝達トルクに対するマイクロトラクションドライブ自体から発生する動摩擦トルクの割合の影響が大きいため，出力軸トルク 0.08Nm での運転では，目標トルク比 7.3 に対して 2～5 に減少した．従って，マイクロトラクションドライブのサイズを選定する際には，動摩擦トルクのオーダを予測する必要がある．

(5) 動力伝達効率は，支持軸受の動力損失を除きマイクロトラクションドライブのみを評価した場合，80～85%であった．遊星歯車を用いた一般的な 2 段減速のギヤヘッドの動力伝達効率はカタログ値で約 70～80%である [4) 5)]．従って，高速対応の 2 段型の減速装置として，マイクロトラクションドライブは実用上問題ないと言える．また，転動体の許容面圧 2GPa 以下で，転動体数を 1/3 に低減させることにより，動力伝達効率を約 8%向上させることができた．

(6) リン青銅保持器を用いた動力伝達効率は，高力黄銅保持器の動力伝達効率より最大で 15%上回った．リン青銅保持器の接触部は，転動体外形になじむように摩耗しており，接触部の相対局率半径が大きくなることによって，入力軸回転速度 5,000rpm での運転でも転動体と保持器の油膜パラメータ Λ は前・後段共に 3 以上確保された．一方，高力黄銅保持器では，転動体と保持器の接触部は摩耗しておらず，入力軸回転速度 5,000rpm で運転した際，転動体と後段保持器の油膜パラメータ Λ は 1 程度であった．そのため，リン青銅保持器の接触部では流体潤滑によりすべり摩擦係数が低下し，なじみが見られなかった高力黄銅保持器よりも動力伝達効率が向上したと推測できる．

第 5 章の参考文献

(1) 松本　將，寺田　搏，渋谷八郎，重永憲明，佐々尾裕：“水門とびら用ローラ・レール接触面の接触圧力設計”機械学会論文集　第 3 部，44 巻，385 号，(1978)9, PP.3241-3250

(2) NSK 株式会社：“テクニカルレポート”，No.728e，(2002), pp.42-43

(3) B. J. Hamrock, D. Dowson, Proc.5th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, (1979)

(4) HAULHABER：“モータ総合カタログ”，光進電気工業株式会社，(2005)10, pp.91-126

(5) maxon motor：“The Leading Manufacturer of High Precision Drives and Systems”(2004) pp.187-224

第 6 章

円すいコロ軸受転用型
マイクロトラクションドライブの開発

6.1　諸言

第 4 章における研究にて，アンギュラ玉軸受を転用したマイクロトラクションドライブでも，同サイズの遊星ギヤヘッドよりも伝達可能トルクは大きい（4.5Nm に対して 7.6Nm 伝達可能）ことが確認できた．しかし，アンギュラ玉軸受を用いた場合，高速での運転は容易となるが，出力軸と一体の保持器と転動体（玉）との接触形態が点接触・純すべりとなる．そのため，大トルクが加わると接触圧力が大きくなり，焼付きの危険が高くなる

そこで本章では，転がり軸受の中でも負荷容量が大きく，また出力軸となる保持器と転動体（コロ）の接触形態が線接触となる円すいコロ軸受を転用した．転動体と内・外輪や転動体と保持器の接触圧力を低減することによって，更なる伝達トルクアップを目標としたマイクロトラクションドライブを開発した．

6.2　設計検討

6.2.1　基本諸元・標仕様

第 4 章では外径 30mm のアンギュラ玉軸受を転用したマイクロトラクションドライブによって，7.6Nm のトルクが伝達可能であることを確認した．

今回は Table 6-1 に示す諸元（外輪外径 47mm）の円すいコロ軸受を用い，まず外径比で 47/30＝1.57 倍のトルクすなわち 12.5Nm 以上の伝達を目指した．ただし，諸言でも述べたとおり本章での研究目的は，円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブがアンギュラ玉軸受を転用したそれよりも大トルク伝達に適していることを確認することである．従って，最終目標出力軸トルクとしてはアンギュラ玉軸受相当トルクの 150%を超える 20Nm を目指した．

なお，第 4 章でのアンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの性能評価は，入力軸回転速度 3000rpm の条件にて実施したものであり，転動体と保持器接触部における焼付きは，接触圧力とすべり速度の関係で評価できる．Fig.6-1 に示すように，出力軸トルクすなわち，転動体と保持器の接触圧力を上昇させた場合は，すべり速度を低減し，焼付きを防止する必要がある．また，基本的にアンギュラ玉軸受は，転動体が玉で内・外輪とは点接触であるために，すべり摩擦による損失が小さく高速回転に適している．一方円すいコロ軸受は，転動体が円筒で内・外輪とは線接触である．そのため大荷重条件には適しているが，転動体端面と内輪つばとは接触しており，すべり摩擦による損失が大きいために低速回転で用いられることが多い．

従って本研究では，接触圧力とすべり速度の関係，および円すいコロ軸受本来の特性から，入力軸回転速度を 600rpm 以下として出力軸トルクのみについて着目しマイクロトラクションドライブを設計した．

減速比は，アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブと同様に第 4 章(4-6)式を用いて計算した結果 2.3 であった．

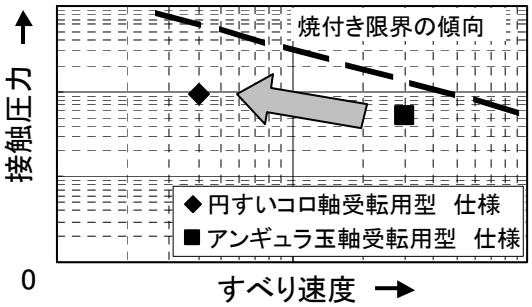

Fig.6-1　すべり速度と接触圧力の関係

Table 6-1 円すいコロ軸受の諸元

内輪内径	S_i	mm	25
外輪外径	R_o	mm	47
外輪幅	R_b	mm	15
接触角	α	rad	0.28
転動体 P.C.D.	P_p	mm	36.04
転動体大端径	P_{ob}	mm	5.31
転動体直径	P_o	mm	4.96
転動体長さ	P_b	mm	10.5
転動体数	P_n	pieces	10
転動体テーパ角	2β	deg	0.07
減速比	i_s	-	2.3
型　番	-	-	4T-32005

6.2.2　予圧力の設定

また，本構造はアンギュラ玉軸受で構成されたマイクロトラクションドライブと異なり，予圧力が 100%トラクションドライブの内・外輪転動面にかかるわけではなく，Fig.6-2 のように転動面（約 90%）と内輪つば部接触面（約 10%）に分配される．ここで，予圧力から生じる各部の接触荷重を(6-1)，(6-2)式 [1]で示す．

本章でも第 5 章と同様のトラクショングリースを使用した．Table 6-1 に示す諸元に対して，トラクション係数を 0.08 と仮定し，今回の目標出力軸トルク 20Nm に必要な予圧力は第 4 章でも示した(4-10)式より示される．しかし，前記のように予圧力は転動面と内輪つば部接触面分配されるため(6-1)を(4-10)式に代入し，予圧力 Fa' と出力軸トルクの関係を(6-3)式で示した．以上より，(6-3)式を用いた結果，目標出力軸トルク 20Nm を伝達するのに必要な予圧力は 2650N となる．

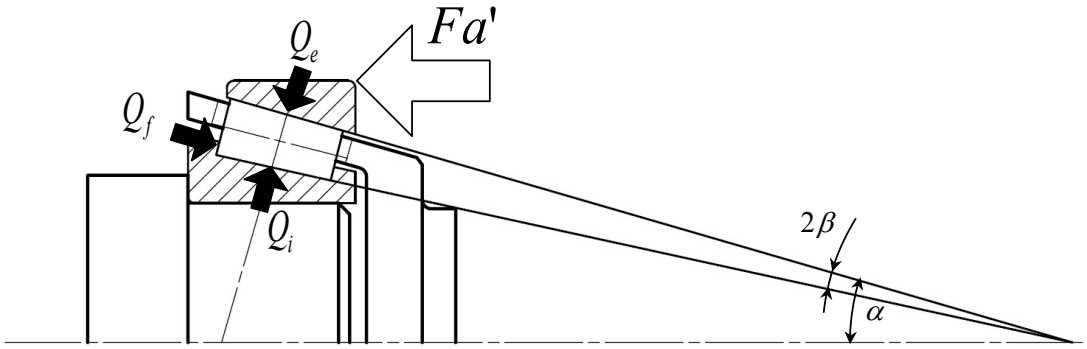

Fig.6-2 円すいコロ軸受にかかる予圧力の関係

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{P_n \sin \alpha} Fa' \qquad \cdots(6\text{-}1)$$

$$Q_f = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{P_n \sin \alpha} Fa' \qquad \cdots(6\text{-}2)$$

$$Fa' = \frac{T_{out} \times \sin \alpha}{\mu_t \times P_p \times \cos 2\beta} \qquad \cdots(6\text{-}3)$$

Q_e　：外輪にかかる転動体荷重　[N]
Q_i　：内輪にかかる転動体荷重　[N]
Q_f　：内輪大つばにかかる転動体荷重　[N]　　※（$Q_f \perp Q_i$）とする

6.2.3　各部の接触圧力・油膜パラメータ Λ

予圧力 2650N，出力軸トルク 20Nm の条件で，第 4 章(4-11)式より求めた各部の接触圧力を Fig.6-3 に示す. 転動体と内･外輪間では 0.5GPa 以上となり, トラクション係数が 0.08 以上確保できることがわかる.

また, Dowson-Higginson[2] の式を用いて転動体と各部の油膜パラメータ Λ を計算した. 計算条件として, 転動体の表面粗さを 0.3μmRy, 内･外輪転動面の表面粗さを 0.3μmRy, 保持器ポケット内面の表面粗さを 0.2μmRy とした．Fig.6-4 に示された結果より，十分に油膜分離されていることがわかる.

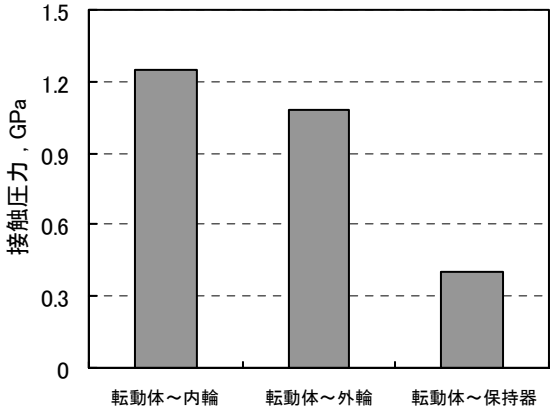

Fig.6-3 各部の接触圧力

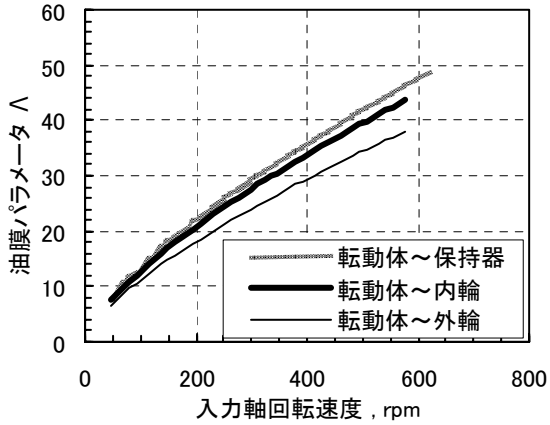

Fig.6-4 転動体～保持器の油膜パラメータ Λ

6.2.4　動力伝達用保持器の設計

保持器の材質は, アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの 150%以上のトルク伝達を目標としているため, 銅合金から S35C を変更した．試作した保持器の外観を Fig.6-5 に示す．出力軸トルクによる点 A の回転方向への曲げ応力が約 50MPa に対し, S35C のねじり応力疲労限は約 400MPa であるため, トルク伝達に対しては問題ないことを事前検討にて確認した.

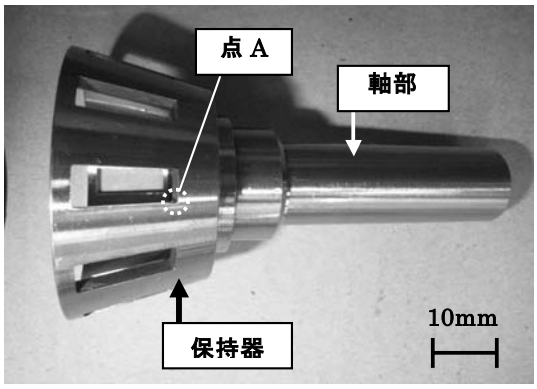

Fig.6-5 保持器の外観

転動体との接触圧力は Fig.6-3 に示すとおり，0.37GPa である．表面硬度が 180H_B 程度ある S35C であれば，接触圧力 P_{max} [GPa]が 0.005H_B 以下であり，接触部の塑性変形は発生しない．転動体の入る台形のポケット部は，機械加工では製作が困難なため，ワイヤカットにて加工した.

6.3　試作

事前検討した結果，選定した円すいコロ軸受 4T-32005 は，Table 6-2 に示す仕様のトラクションドライブとして成立することを確認できた．次に，試作したマイクロトラクションドライブを Fig.6-6 に示す．ハッチングされている軸受が，今回マイクロトラクションドライブとして選定した円すいコロ軸受 4T-32005 である．

ボルトとサイドカバーの間に，弾性体とロードセルを介装している．予圧力はボルトの締め込みによって発生する弾性体の反力によって与え，その予圧力はロードセル（最大荷重 1000N）を 3 個用いて計測した．

Table 6-2 マイクロトラクションドライブの仕様

出力軸トルク	T_{out}	Nm	20
外輪外径	D	mm	47
減速比（一段）	i_s	-	2.3
予圧力	Fa	N	2650
保持器の材質	-	-	S35C

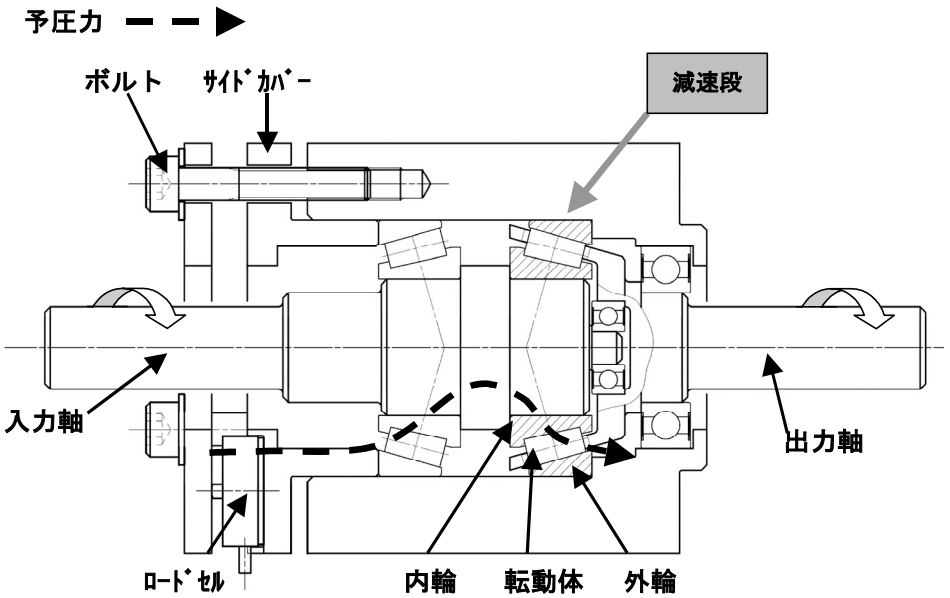

Fig.6-6 円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの構造

6.4　試験

6.4.1　試験装置

試験で用いた計測器やモータ，ブレーキの取り合いを Fig.6-7 に示す．1.5kW の DC モータによりマイクロトラクションドライブを駆動し，電磁式ブレーキ（最大トルク 100Nm）によって出力軸トルクを与えている．計測項目および，計測方法については以下に設定した．

(1) 入出力軸トルク：それぞれの軸に連結されたトルクメータ（最大トルク 100Nm）にて計測した．

(2) 入出力回転軸速度：入出力軸に歯数 120 枚のパルスリングを設け，その回転パルスを非接触センサにて検出し，回転速度に換算した．

(3) ケーシング温度：供試体の外壁に熱電対を貼り付け，運転中の温度を計測した．

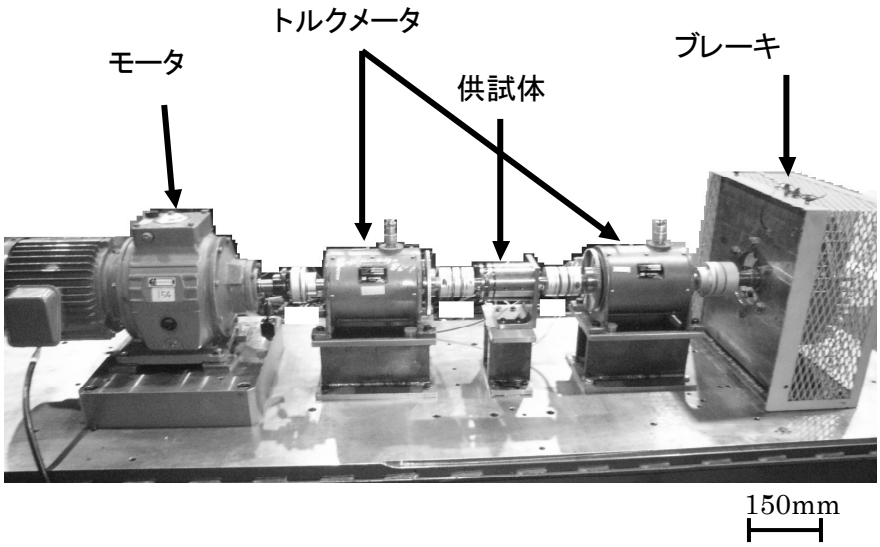

Fig.6-7 試験装置

6.4.2　試験条件

試験は特性試験と，温度安定試験を実施した．特性試験とは，マイクロトラクションドライブにかける予圧力と出力軸トルクをパラメータとし，減速比・すべり率・動力伝達効率を評価するもので，試験条件を Table 6-3 に示す．温度安定試験は，一定条件にてマイクロトラクションドライブを運転し，供試体温度が安定するまでの実施するものである．

Table 6-3 試験条件

入力軸回転速度	rpm	276
出力軸トルク	Nm	0～20
予圧力	N	418～2650
潤滑油	―	トラクショングリース
動粘度	mm^2/s	32
室　温	℃	15

6.5　性能評価

6.5.1　減速比

まず，運転状態の計測データと共に，入力軸回転速度を出力軸回転速度で除することにより求めた減速比を，Fig.6-8, 6-9 に示す．Fig.6-8 は予圧力 696N，Fig.6-9 は予圧力 2646N で運転した結果である．予圧力 696N, 出力軸トルク 16Nm の時は減速比 2.28, 予圧力 2646N, 出力軸トルク 20Nm の時に減速比 2.30 であった．事前検討にて求めた減速比 2.3 を満たしていることがわかる．

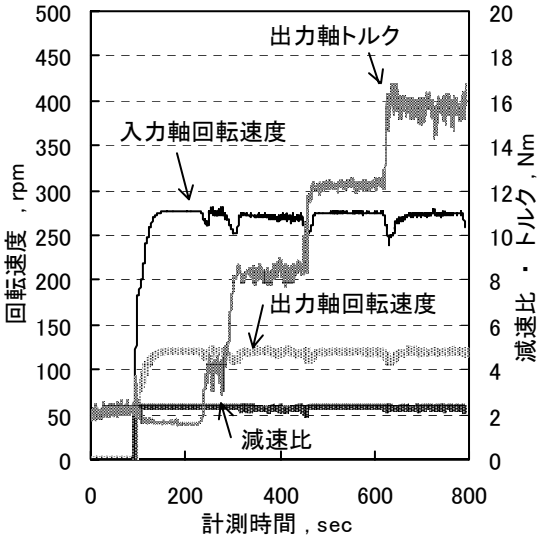

Fig.6-8 計測データ（予圧力 696N）

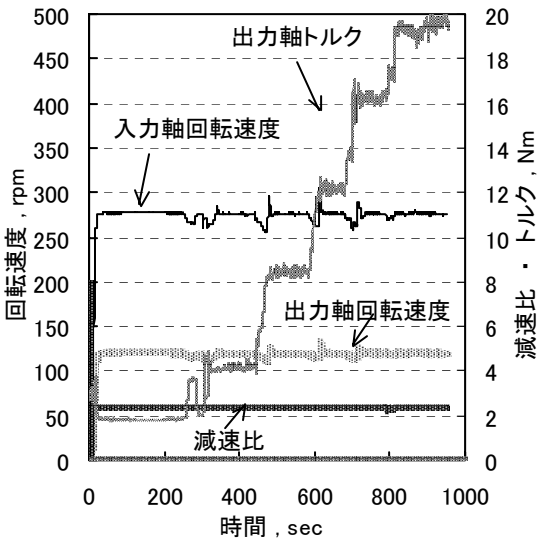

Fig.6-9 計測データ（予圧力 2646N）

また，予圧力やその予圧力に対応した出力軸トルク以下の範囲（例えば，予圧力 696N であれば，20Nm は伝達できないので，最大出力軸トルク 16Nm 以下）で出力軸トルクを変化させても同様の結果が得られた．

6.5.2　すべり率

アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブと円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの出力軸トルクとすべり率との比較結果を Fig.6-10 に示す．アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブは，円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブに比較して小さな出力軸トルクですべり率が増加している．アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブでは予圧力を増してもすべり率の増加は抑制されていないようである．それに対して円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブは入力軸回転速度 276rpm の条件のみであるが，予圧力を増せばすべり率の増加が抑えられた．

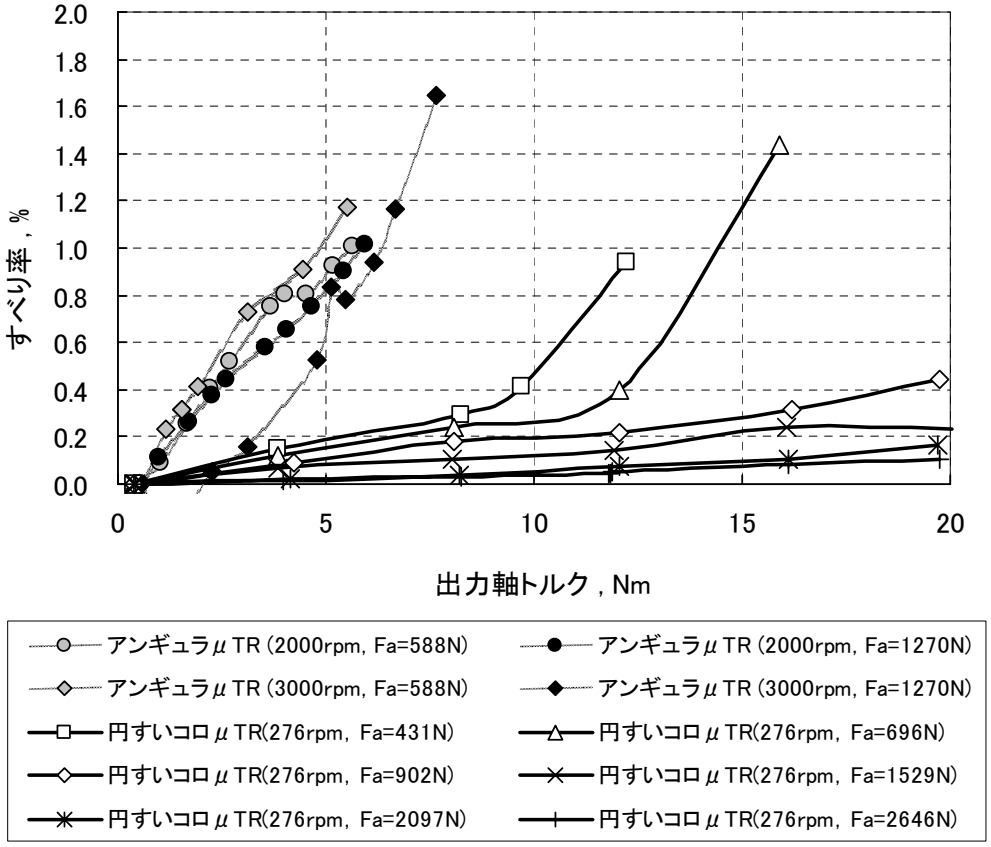

Fig.6-10 出力軸トルクとすべり率の関係

6.1 節で述べたように今回の開発では先に開発したアンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブに対して外径比（47/30＝1.57 倍）の 150%（20N･m）の出力軸トルク達成を目標として開発を進めたが，Fig.6-10 を見る限りにおいて予圧力を 902N 以上加えると，すべり率は出力軸トルク 20Nm の条件でも依然として線形の状態にあり，円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの伝達可能な出力軸トルクは目標の 20Nm 以上は十分あることが分かった.

6.5.3　動力伝達効率

出力軸トルクと動力伝達効率の関係を Fig.6-11 に示す．マイクロトラクションドライブにかける予圧力を 7 パターン変更し計測を実施したが，何れも出力軸トルク 8Nm 以上で動力伝達効率は約 85%となった．予圧力を上昇させることにより，転動体と内外輪転動面，転動体の端面と内輪つば部に発生する接触圧力が上昇し，摩擦損失に影響してくることが予想されたが，動力伝達効率に対しては影響が小さいことが確認できた.

円すいコロ軸受は転動体の円すい角を延長した頂点は軸心上にあり，従って，転動体の転動面では差動すべりがなく純転がり接触をする [6]. よってアンギュラ玉軸受と異なり差動すべりやスピンによる損失は小さいものと推定される.

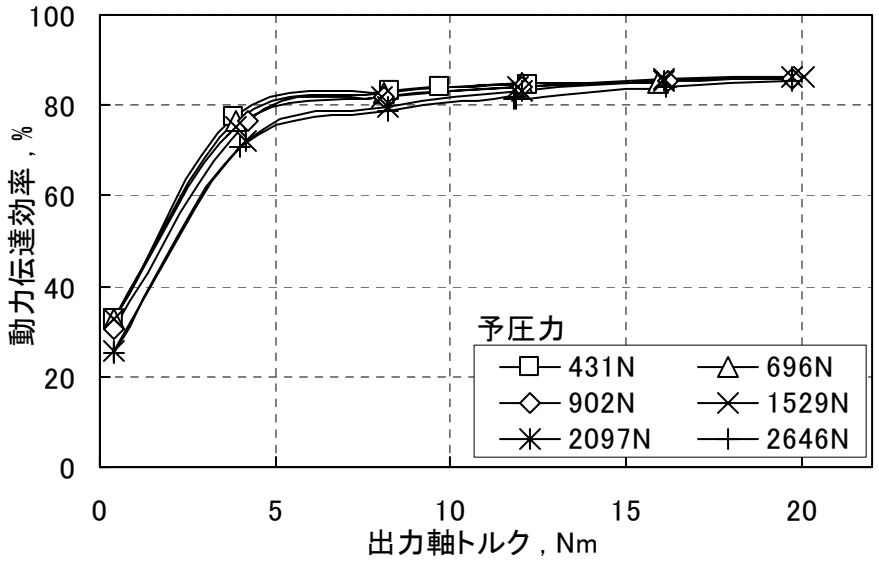

Fig.6-11 出力軸トルクと動力伝達効率の関係

6.5.4　温度安定性

温度安定試験条件を Table 6-4 に示す．先に示した Fig.6-10 において 902N 以上の予圧力を加えると，20Nm 以上の出力軸トルク（出力軸トルク）が伝達可能なことが分かった．ここでは，予圧力を 1270N に増し，その状態で入力軸回転速度 276rpm から 600rpm まで運転し，マイクロトラクションドライブ外輪の温度上昇を把握する試験を行った．温度安定試験における温度上昇状況を Fig.6-12 に示す．

276rpm,400rpm での運転では温度上昇Δt が 60℃以下と，潤滑に使用しているグリースの劣化につながるような問題はないと確認できた．しかし 600rpm での運転では温度上昇Δt が 70℃（供試体温度 90℃）を超え，グリースが劣化すること，また予圧を計測しているロードセルが正確に計測できない可能性が生じたために試験を中断した．これは，600rpm 以上の運転においては保持器と転動体の摩擦損失および, 内輪つば部と転動体端面の摩擦損失の影響が大きく現れたためと考えられる．

Table 6-4 温度安定試験条件

入力軸回転速度	rpm	276，400，600
予圧力	N	1270
出力軸トルク	Nm	20
潤滑油	―	トラクショングリース
動粘度	mm/s^2	32(@40℃)
室　温	℃	20

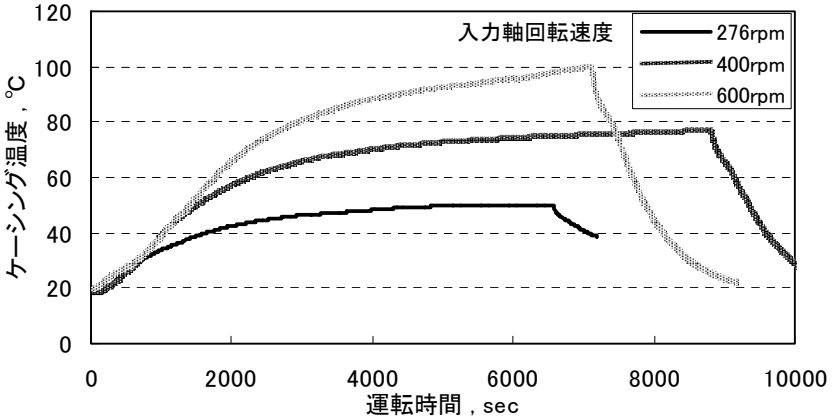

Fig.6-12 温度上昇

6.5.5　試験後の保持器と転動体の状態

保持器ポケット内面の転動体との接触部外観を Fig.6-13，その接触部の表面粗さを Fig.6-14 に示す．接触部の表面粗さは 0.2μmRy であり，面荒れはなかった．また，転動体の転動面外観 Fig.6-15，6-16 に示す．更に転動体の表面粗さ計測結果として，試験前を Fig.6-17，試験後を Fig.6-18 に示す．試験前の表面粗さが 0.6μmRy に対し，試験後は 0.8μmRy と若干増加している．低回転速度時など十分に流体潤滑されていない時に，転動体と保持器ポケット内面において金属接触したと推測されるが，表面粗さの異常な増加はなく，良好な接触状態であったことが確認できた．

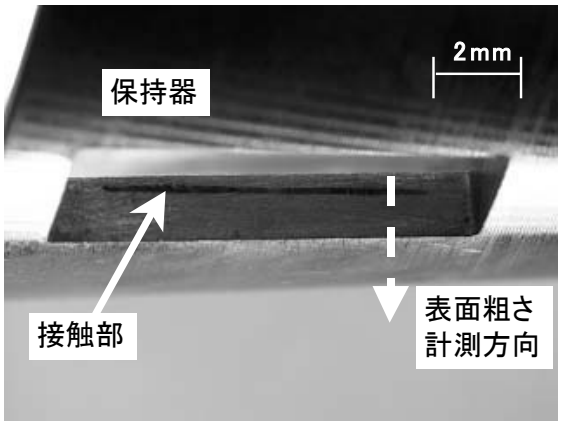

Fig.6-13 保持器外観（試験後）

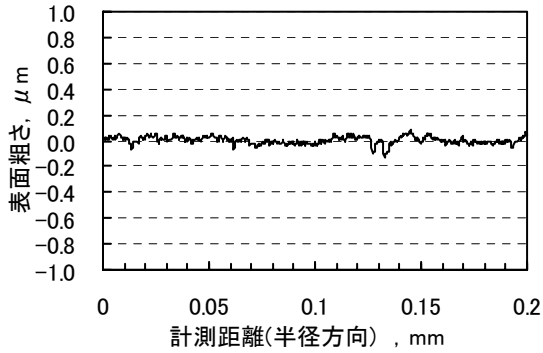

Fig.6-14 保持器ポケット内面接触部の表面粗さ

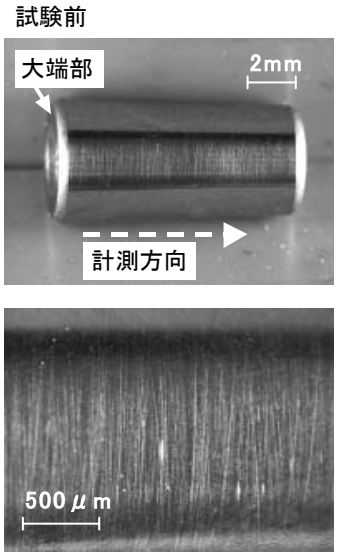

Fig6-15 転動体外観　（試験前）
上段：全体図　下段：拡大図

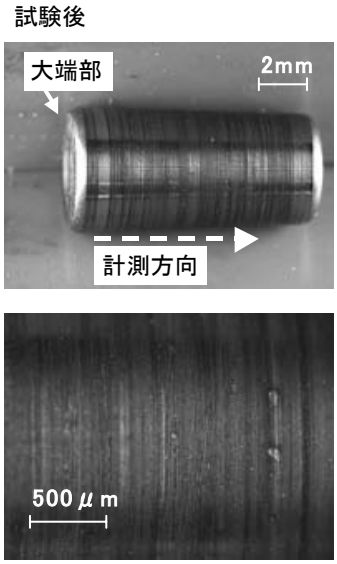

Fig6-16 転動体外観　（試験後）
上段：全体図　下段：拡大図

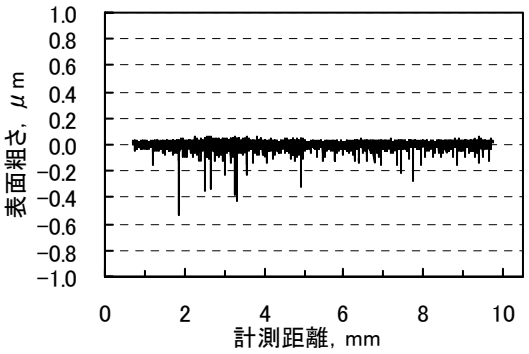

Fig6-17 転動体表面粗さ（試験前）

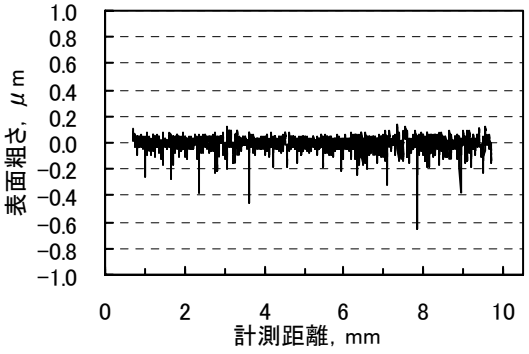

Fig6-18 転動体表面粗さ（試験後）

6.6 結論

本章では以下の成果が得られた.

(1) 転がり軸受の中でも負荷容量が大きく，また出力軸となる保持器と転動体（コロ）の接触形態が線接触となる円すいコロ軸受を転用し，アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの 1.5 倍以上の伝達トルクを目標としたマイクロトラクションドライブを開発した．トラクションドライブとして設計上成立させるために Table 6-5 に示す項目を検討した．出力軸トルク 20Nm，入力軸回転速度 276rpm の条件にて検討した結果，各部強度は問題なく，トラクション力にて動力を伝達する転動体と内・外輪間は油膜分離しているため，選定した円すいコロ軸受がトラクションドライブとして成立するという結果が得られた.

Table 6-5 事前検討結果

1	減速比	2.3
2	出力軸トルク 20Nm 伝達に必要な予圧力	2650 N
3	転動体と内・外輪間の接触圧力	1.2 GPa
4	転動体と内・外輪間の油膜パラメータ Λ	Λ≧3（流体潤滑）
5	保持器の形状，材質	S35C
6	転動体と保持器間の接触圧力	0.5 GPa
7	転動体と保持器間の油膜パラメータ Λ	Λ≧3（流体潤滑）

(2) 試作機を製作し，運転時の温度上昇・減速比・すべり率・動力伝達効率を評価した．また第 4 章にて開発したアンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブと性能比較した結果を Table 6-6 に示す.

Table 6-6 試験結果

項目		円すいコロ軸受転用型 マイクロトラクション ドライブ	アンギュラ玉軸受転用型 マイクロトラクション ドライブ（1 段型）
外輪外径	mm	φ42	φ30
ケーシング温度	℃	79 (at 400rpm)	60 (at 3000rpm)
伝達可能トルク / 外輪外径	Nm / mm	0.48 (20.0Nm / φ42mm)	0.25 (7.6Nm / φ30mm)
動力伝達効率 (最大)	%	85.0	85.0

① 温度上昇

室温 20℃の環境で運転を開始し，出力軸トルク 20Nm を負荷した状態で温度が安定する様子を計測した. 276rpm,400rpm での運転では温度が安定した状態で温度上昇 Δt が 60℃以下と，潤滑に使用しているグリースの劣化につながるような問題はないと確認できた. しかし 600rpm での運転では温度上昇 Δt が 70℃（供試体温度 90℃）を超え，グリースが劣化すること，また予圧を計測しているロードセルが正確に計測できない可能性が生じたために試験を中断した．これは，600rpm 以上の運転においては保持器と転動体の摩擦損失および，内輪つば部と転動体端面の摩擦損失の影響が大きく現れたためと考えられる.

② 伝達可能トルク

アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブに対して外径比（47/30＝1.57 倍）の 150%（20N･m）のトルク伝達を目標として開発を進めたが, Fig.6-9 を見る限りにおいて予圧力を 902N 以上加えると，すべり率は出力軸トルク

20Nm の条件でも依然として線形の状態にあり，またすべり率は 0.5%と発熱につながるような過大すべりは発生していない．従って，今回製作したマイクロトラクションドライブの伝達可能な出力軸トルクは目標の 20Nm 以上は十分あることが分かった．

③ 動力伝達効率

アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブは出力軸トルク 4.5Nm の時，動力伝達効率が約 85.0%であった．円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブは出力軸トルク 8Nm 以上で動力伝達効率は約 85%となった．円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの試験では，予圧力を 7 パターン変更し計測した．予圧力を上昇させることにより，転動体と内外輪転動面，転動体の端面と内輪つば部に発生する接触圧力が上昇し，摩擦損失に影響してくることが予想されたが，動力伝達効率に対しては影響が小さいことが確認できた．また，円すいコロ軸受は転動体の円すい角を延長した頂点は軸心上にあり，従って，転動体の転動面では差動すべりがなく純転がり接触をする．よってアンギュラ玉軸受と異なり差動すべりやスピンによる損失は小さいものと推定される．

(3) 以上の性能比較結果より，円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブはアンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブと比較し，低速領域（入力軸回転速度≦400rpm）であれば，大伝達トルク（1.5 倍以上）のトラクションドライブであることが確認できた．また，試験後の転動体，保持器ポケット内面の接触部の表面粗さも良好であった．

第 6 章の参考文献

(1) NSK 株式会社：“テクニカルレポート”, No.728e, (2002), pp.164-165

(2) D. Dowson：“Elastohydrodynamics”, Proc. Instn. Mech. Engrs. London, 1967, Vol.182 PART.3A, (1967-68) 151.

第 7 章

総　括

7.1　伝達特性による分類

Fig.7-1 に，各減速機の外径と伝達トルク（入力軸回転速度）の関係を示す． [1) 2) 3)]

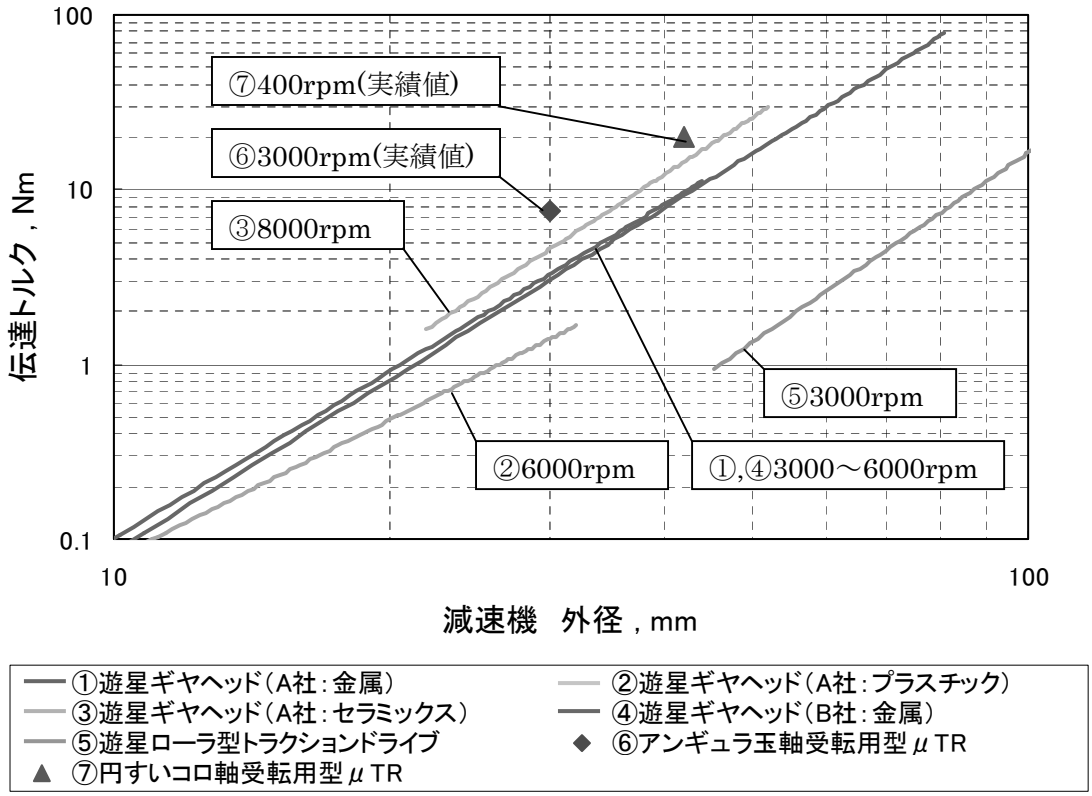

Fig.7-1 伝達性能マップ（減速機外径と伝達可能トルクの関係）

(1) 遊星ギヤヘッド

ライン 3 種類（金属ギヤ・プラスチックギヤ・セラミックスギヤ）において比較すると，金属よりも硬いために加工は難しいが，強度が高く比重の軽いセラミックスギヤは，金属ギヤの約 1.3 倍のトルク伝達が可能である．射出成形などにより量産性は高いが，強度面で金属ギヤに劣るプラスチックギヤの伝達トルクは，金属ギヤの伝達トルクの 1/2 程度である．

(2) 遊星ローラ型トラクションドライブ

また，Fig.7-1 に三菱重工業㈱製遊星ローラ減速機のライン（カタログデータ）[3] を示す．第 3 章 3.1 節でも述べたように，従来の遊星ローラ型トラクションドライブは油膜のせん断抵抗力を利用して動力を伝達するため，同外径の遊星ギヤヘッドと比べ，伝達トルクは 1/2 以下である．

単純にトルク伝達の性能のみで比較すると遊星ギヤヘッドに劣るが，トラクションドライブは遊星ギヤヘッドの持ち合わせていない，優れた回転精度（角度伝達誤差：歯車装置の約 1/3）や低振動（歯車装置の約 1/5）・低騒音といった特長をもつ．これが，現在の市場まで歯車装置は一般汎用分野，トラクションドライブは高精度分野と使い分けされてきた理由である．

(3) アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブ

更に，Fig.7-1 に本研究にて開発したマイクロトラクションドライブの評価結果をプロットした．アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブは，転動体数を 9 個（遊星ローラ型トラクションドライブは 3～5 個）入れることによって，金属の遊星ギヤヘッドの伝達トルクを約 1.7 倍上回る結果が得られた．しかも，マイクロトラクションドライブはトラクションドライブの高効率・低振動・低騒音といった特長も併せ持つため，遊星ギヤのケーシング温度が 79.1℃となった同条件で，マイクロトラクションドライブのケーシング温度は 48.5℃と低く，また騒音値もオーバーオールで 4dB(A)遊星ギヤヘッドより低い結果となった．

(4) 円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブ

円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブは，低速領域（入力軸回転速度≦400rpm）であれば，同外径のアンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの 1.5 倍トルク伝達が可能である．

連続許容回転速度を確認するための温度安定性試験では，入力軸回転速度 600rpm でケーシング温度が 90℃を超え，試験を中断した．しかし，今回の評価ではメンテナンス性を考慮し，潤滑にトラクショングリースを用いたため，オイル潤滑など冷却性を考慮した潤滑法を検討すれば，許容回転速度は改善できる見込みである．（転がり軸受のオイル潤滑による許容回転速度はグリース潤滑の約 1.3 倍）

以上より，マイクロトラクションドライブは遊星ギヤヘッドや従来のトラクションドライブよりも大伝達トルクであることが確認できた．従来のトラクションドライブは 300W 以上の中・大型では実績があるが，300W 以下の市場では本研究で得られた成果の通り，マイクロトラクションの方が安価かつ大伝達トルクであるため，小型市場ではマイクロトラクションドライブ，中・大型市場では従来のトラクションドライブと分類することができる．更に，マイクロトラクションドライブの基となる転がり軸受の選定方法を見てもわかるように，転動体が玉で接触角を持って回転するアンギュラ玉軸受は高速回転仕様に適している．円すいコロ軸受は，転動体が円筒で端面のすべり接触を伴い回転するため，大負荷容量ではあるが高速回転には適していない．従って，マイクロトラクションドライブでも同様に Fig.7-2 のようなに分類することが，マイクロトラクションドライブの実用化および，用途拡大する上で必要であると考える．

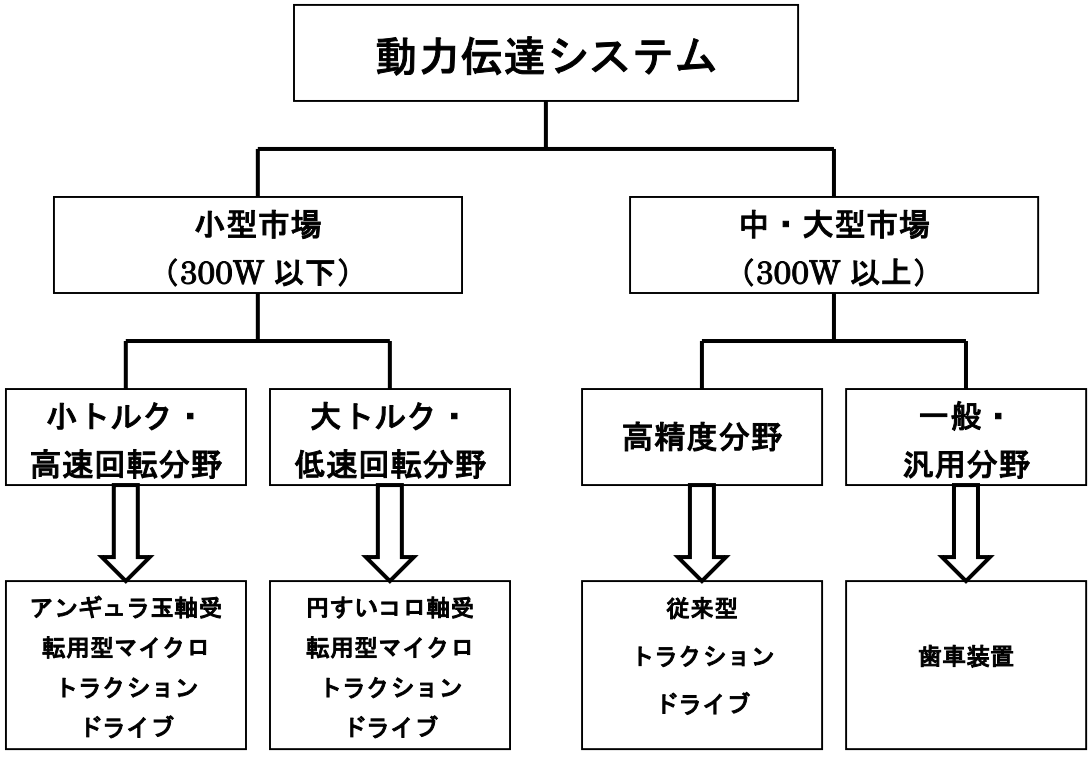

Fig.7-2 動力伝達システムの分類

7.2　マイクロトラクションドライブ実用化における課題

マイクロトラクションドライブを実用化していく上での課題は，保持器の設計である．マイクロトラクションドライブの構成部品は，ほとんど転がり軸受であるため，入手性の良い転がり軸受であれば，小型ギヤヘッドの 1/2 以下のコストで調達できる．しかし，出力軸となる保持器は新たに設計・製作する必要があり，この保持器の設計がマイクロトラクションドライブを実用化する上での最大のポイントとなる．本研究での試作機における保持器の材質には，銅合金（CAC302 または，CAC502）を使用したが，今後 Table 7-1 にしめすような要求仕様が想定されるため，加工法・材質・構造について検討していく必要がある．

Table 7-1 保持器の仕様

条件	仕様
サイズが小型 （機械加工では製作が困難）	保持器を放電加工もしくは，射出成形樹脂で製作する．
運転速度が低速 （保持器・転動体間に油膜が確保できない）	保持器ポケットの中心線を転動体の自転軸と平行になるように製作する．
伝達トルクが大きい （銅合金保持器では軸部のねじり強度が足りない）	ポケット内径部以外は合金鋼などで製作．転動体との接触部は，なじみ性の良い表面処理（銅メッキなど）を行う．
損失を低減する	ポケット内径部以外は合金鋼などで製作．転動体との接触部は，低摩擦処理（テフロンコーティング・DLC など）を行う．

7.3　小型ドライブシステム市場におけるマイクロトラクションドライブの可能性

本研究にて確認できた各減速機の得失表を Table 7-2 示す．本表や Fig.7-1 に示した伝達性能マップからも，マイクロトラクションドライブがトラクションドライブの長所を持ち，遊星ギヤヘッドよりも大伝達トルクの優れた減速機であることがわかる．また，マイクロトラクションドライブの構成部品のほとんどが，歯車を製作するよりも安価に調達できる転がり軸受からの転用であることも，市場へ普及させるのには大きな強みとなる．

本研究にて得られた成果をもとに，次ステップとして自動車電装機器や電動工具などのアプリケーションへ実用化を進めている．本構造は歯車装置の性能を凌駕し，従来のトラクションドライブよりも安価であることから，様々な分野で適用されていくと確信する．

Table 7-2 各減速機の得失表

項目	歯車装置		トラクション ドライブ		マイクロトラクション ドライブ	
歯切り	必要	×	不要	○	不要	○
研削	必要	×	必要	×	不要	○
精度検査	必要	×	必要	×	不要	○
振動・騒音	大	×	小	○	小	○
スリップ	無	○	微小	△	微小	△
製作部品	歯車・軸など	×	各ローラ	×	保持器のみ	○
製作コスト	中	△	高	×	低	○
動力伝達効率	60%	×	85%	○	85%	○
潤滑油コスト	鉱油など （一般油）	○	トラクション油 （特殊油）	×	トラクション油 （特殊油）	×
伝達トルク （同外径）	中	△	小	×	大	○

7.4　マイクロトラクションドライブの性能（本研究における成果）

本研究は，現在小型ドライブシステム市場のギヤヘッドが抱える問題点を解決するため，低騒音・低振動というトラクションドライブの特長を持ち，ギヤヘッドよりも高効率・大伝達トルクの減速機“マイクロトラクションドライブ”を開発することを目的として進めたものである．得られた成果を以下にまとめた．

(1) アンギュラ玉軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発

マイクロトラクションドライブが遊星ギヤヘッドよりも伝達容量･効率の点で高性能であること検証するため，実際にアンギュラ玉軸受を転用した 1 段減速型を試作し，基本性能を評価した．伝達性能については，減速比・伝達可能トルク・必要予圧力について検討した．強度については，各部の接触圧力について検討し，更にトラクションドライブとして機能させるため，接触部の弾性流体潤滑油膜厚さから，油膜パラメータΛについて検討した．以上の検討から，選定したアンギュラ玉軸受がトラクションドライブとして機能するという結果が得られた．次に試作機を製作し，またその基本性能を評価するための試験装置を設計製作した．評価項目は温度上昇・接触電気動通・減速比・転動面すべり・動力伝達効率・騒音値と設定し，同サイズの遊星ギヤヘッドとの性能比較結果をまとめた．

その結果，Fig.7-3 に示す通りマイクロトラクションドライブは同サイズの遊星ギヤヘッドと比較し，約 1.7 倍のトルク伝達容量・85%の動力伝達効率（遊星ギヤヘッド : 61.7%）・70.8dB(A)の騒音値(遊星ギヤヘッド : 74.2dB(A))と，はるかに優れた減速機であることが確認できた．

Table 7-3 試験結果（1 段減速マイクロトラクションドライブ）

項目		マイクロ トラクションドライブ	遊星 ギヤヘッド
ケーシング温度 (出力軸トルク 5.0Nm)	℃	48.5	79.1
伝達可能トルク (60℃以下)	Nm	7.6	4.5
動力伝達効率 (最大)	%	85.0	61.7
騒音レベル (入力軸回転速度 3000rpm)	dB(A)	70.8	74.2

(2) 2 段減速マイクロトラクションドライブの負荷運転特性

第 4 章で開発した 1 段減速型の発展型として，2 段減速型を試作・評価した．開発したトラクションドライブは市販の転がり軸受を転用しているため，基本的な転がり軸受のプロポーションからは，減速比は 1 段で 2.7 程度しか得られない．しかし，小型ドライブシステム市場では，モータの高速化に伴う減速比増大のニーズが高まっている．そこで，マイクロトラクションドライブを 2 段直結し，減速比 7.3 とした構造について，第 4 章と同様に検討した．試作構造はトラクションドライブの動力伝達に必要な予圧力を 1 つの機構で前段と後段の変速段に発生させるように工夫した．性能評価としては，基本性能の評価とは別に，トラクションドライブの仕様（転動体数・予圧力・保持器材質）を試験条件として変化させ，動力伝達効率に対する影響についても調査を実施した．

基本性能を評価した結果, 本試作機が最高入力回転速度 20,000rpm まで温度上昇（約 7℃以下）や動力伝達効率（20,000rpm で約 80%）などにおいても問題なく運転可能であることを確認できた．また，Table 7-4 に示す通り，試験条件の変化によって動力伝達効率に影響があることを確認し, 転動体の許容面圧 2GPa 以下で転動体数を 1/3 に低減させることにより，動力伝達効率を約 8%向上させることができた．

Table 7-4 試験結果（2 段減速マイクロトラクションドライブ）

項目		予圧力		転動体数		保持器の材質	
		23N	213N	3 個	9 個	リン青銅	高力黄銅
すべり率※1	%	1.02 ↘	0.38	0.47 →	0.38	－	－
減速比※2	－	7.37 →	7.36	7.31 →	7.36	－	－
トルク比※2	－	6.02 ↖	5.29	5.88 ↖	5.29	－	－
動力伝達効率※2	%	82.1 ↖	72.4	80.5 ↖	72.4	76.4 ↖	72.4

※ 1：最大

※ 2：入力軸回転速度 5000rpm, 出力軸トルク 0.24Nm

↘ ：減少　　→ ：変化無　　↖ ：上昇

(3) 円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発

転動面接触部が線接触となる円すいコロ軸受を転用し，接触圧力を低減することによって更なるトルクアップを目標としたマイクロトラクションドライブを開発した．転動体に玉を用いると，伝達可能トルクに影響する各部の接触が点接触となり，接触圧力が高くなりがちである．そこで円すいコロ軸受を転用することを検討した．検討事項はアンギュラ玉軸受と同様であるが，円すいコロ軸受はその構造の違いから，予圧力がコロの転動面と端面に分配される．事前検討で与圧力分配を考慮し，伝達可能トルクを設定した．次に，本構造についても試作機を製作し，基本性能として減速比（2.3）・すべり率（0.5%以下）・動力伝達効率(85%)を評価した．また，円すいコロ軸受はアンギュラ玉軸受と違い，コロ端面のすべり接触による発熱も懸念されたため，温度安定試験についても実施した．

Table 7-5 に示す結果の通り，入力回転速度 400prm の連続運転であれば，出力軸トルク 20Nm 以上が伝達可能であること，また供試体の温度上昇が 50℃に留まり，実用上の問題がないことを確認した．また，試験後の各部表面状況を確認したが，特に異常はなく，良好な運転状況であったことが確認できた．

Table 7-5 試験結果（円すいコロ軸受転用型マイクロトラクションドライブ）

項目		円すいコロ軸受転用型 マイクロトラクション ドライブ	アンギュラ玉軸受転用型 マイクロトラクション ドライブ（1 段型）
外輪外径	mm	42	32
ケーシング温度	℃	79 (at 400rpm)	60 (at 3000rpm)
伝達可能トルク / 外輪外径	Nm / mm	0.48 (20.0Nm / φ42mm)	0.25 (7.6Nm / φ30mm)
動力伝達効率 (最大)	%	85.0	85.0

第 7 章の参考文献

(1) HAULHABER：“モータ総合カタログ”，光進電気工業株式会社，(2005)10, pp.91-126

(2) maxon motor：“The Leading Manufacturer of High Precision Drives and Systems”(2004) pp.187-224

(3) 三菱重工業株式会社株式会社：“三菱遊星ローラ減・増速機カタログ”，(2005)4, pp.9-10

謝　　辞

本研究の遂行並びに本論文をまとめるにあたり，終始懇切丁寧な御指導と有益な御助言，そして暖かい励ましのお言葉を賜りました早稲田大学大学院　情報生産システム研究科　教授　松本將先生に深く感謝し，心より御礼申し上げます.

本論文の審査をお忙しい中お引き受け下さり，有益な御助言と暖かい励ましのお言葉を賜りました早稲田大学大学院　情報生産システム研究科　教授　松山久義先生，教授　大貝晴俊先生，教授　李羲頡先生に深く感謝し，心より御礼申し上げます.

本研究を遂行するにあたり，深い御配慮と数々の御支援を賜りました三菱重工業株式会社　工作機械事業部　パワートランスミッションチーム　統括　園部浩之様，稲垣輝昭様，酒井賢治様，稲吉文雄様，平山貴良様，山本健一郎様，鈴木和峰様に深く感謝し，心より御礼申し上げます.

本研究を遂行するにあたり，有益な御助言と数々の御支援を賜りました三菱重工業株式会社　技術本部　長崎研究所　トライボロジー研究室　東﨑康嘉様，梅田彰彦様，吉見壮司様，諫山秀一様に深く感謝し，心より御礼申し上げます.

最後に，マイクロトラクションドライブが多くの用途に適用され，トラクションドライブを発展させたひとつの“答え”となるよう願い結言とする.

研　究　業　績

学術誌原著論文

(1) 塩津　勇，松本　將，東﨑康嘉，吉見壮司，諫山秀一，“アンギュラ玉軸受転用型２段減速トラクションドライブの負荷運転性能”，トライボロジスト（日本トライボロジー学会誌），51 巻，11 号，pp.812-818，2006 年 11 月

(2) 塩津　勇，松本　將，東﨑康嘉，吉見壮司，諫山秀一，“円すいころ軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発”，トライボロジスト（日本トライボロジー学会誌），51 巻，10 号，pp.736-743，2006 年 10 月

(3) Isamu Shiotsu, Susumu Matsumoto, Hiroyuki Sonobe, Yasuyoshi Tozaki,“Effect of Retainer Materials on Efficiency of Micro-Traction-Drive Utilizing Angular Contact Ball Bearings, Tribology Online, Vol.1, No.1, pp.25-28, Sep. 2006.

(4) 塩津　勇，松本　將，東﨑康嘉，吉見壮司，梅田彰彦，園部浩之，“転がり軸受転用型高速マイクロトラクションドライブの開発（第 1 報　マイクロトラクションドライブの試作と評価）”日本機械学会論文集，C 編，72 巻，716 号，pp.323-330，2006 年 4 月

(5) Yasuyoshi Tozaki, Akihiko Umeda, Hiroyuki Sonobe, Susumu Matsumoto, Takeshi Yoshimi, Isamu Shiotsu, ”Performance Evaluation of Innovative Micro-Traction-Drive Utilized Angular Contact Ball Bearing”, Transactions of the ASME, Vol.128, pp.262-266, Apr. 2006.

国際会議・シンポジウム

(1) Isamu Shiotsu, Susumu Matsumoto, Akihiko Umeda, Yasuyoshi Tozaki, Takeshi Yoshimi, Syuichi Isayama, “DEVELOPMENT OF MICRO TRACTION DRIVE MODIFIED FROM TAPERD ROLLER BEARINGS”, ASME, International Joint Tribology Conference 2006, San Antonio Texas USA, Oct. 2006 (2006), File No.12115

(2) Isamu Shiotsu, Susumu Matsumoto, Hiroyuki Sonobe, Yasuyoshi Tozaki, Takeshi Yoshimi, Syuichi Isayama, “RUNNING PERFORMANCE OF TANDEM STAGE TYPE TRACTION DRIVE MODIFIED FROM ANGULAR CONTACT BALL BEARINGS”, Japanese Society of Tribologists, ASIATRIB 2006, Kanazawa Japan, Oct. 2006 (2006), Vol.2, pp.657-658

(3) Yasuyoshi Tozaki, Akihiko Umeda, Takeshi Yoshimi, Isamu Shiotsu, Hiroyuki Sonobe, Susumu Matsumoto, “EVALUATION OF ULTRA HIGH SPEED MICRO TRACTION DRIVE”, ASME, World Tribology Congress Ⅲ, Washington DC USA, Sep. 2005(2005), File No.63288

(4) Yasuyoshi Tozaki, Takeshi Yoshimi, Akihiko Umeda, Hiroyuki Sonobe, Isamu Shiotsu, Takayoshi Hirayama, “Evaluation of ultra high speed traction drive”, Japan Society of Mechanical Engineers, International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology 2005, Seoul Korea, Jun. 2005(2005), File No.EFE-301

講演

(1) 西出貴史，松本　將，吉田孝文，梅田彰彦，東﨑康嘉，塩津　勇，“光干渉縞観察による転がり接触面の塑性変形量と油膜形成状態の変化”，日本トライボロジー学会，トライボロジー会議予稿集，東京 2005-11(2005)，pp.225-226

(2) 東﨑康嘉，梅田彰彦，吉見壮司，園部浩之，塩津　勇，松本　將，“転がり軸受を応用したマイクロトラクションドライブの開発”，日本機械学会，日本機械学会機素潤滑設計部門　MPT2004 講演論文集，大阪 2004-11(2004)，pp.290-291

特許

(1) 園部浩之，塩津　勇，“遊星ローラ式減速機”，特開 2006-214560 号，2006 年 8 月

(2) 梅田彰彦，東﨑康嘉，吉見壮司，高橋文治，諫山秀一，園部浩之，塩津　勇，松本　將，“姿勢制御装置付き飛翔体”，特開 2006-069361 号，2006 年 3 月

(3) 梅田彰彦，東﨑康嘉，吉見壮司，高橋文治，諫山秀一，園部浩之，塩津　勇，松本　將，“飛翔体の動力伝達装置”，特開 2006-017149 号，2006 年 1 月

(4) 園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“遊星ローラ式動力伝達装置”，特開 2006-009936 号，2006 年 1 月

(5) 園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“遊星ローラ式無段変速機”，特開 2005-351386 号，2005 年 12 月

(6) 塩津　勇，岡田弘樹，福元良一，西村登茂昭，“開閉体の駆動装置”，特開 2005-213762 号，2005 年 8 月

(7) 園部浩之，塩津　勇，“遊星ローラ式減速機”，特開 2004-176831 号，2004 年 6 月

(8) 塩津　勇，“ウォーム減速機及びサーボモータ直結型複リードウォーム減速機”，特開 2002-106648 号，2002 年 4 月

(9) 東﨑康嘉，吉見壮司，梅田彰彦，園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“トラクションドライブ変速装置及び車両用操舵装置”，特願 2006-127376 号，2006 年 5 月

(10) 東﨑康嘉，吉見壮司，梅田彰彦，園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“トルク伝達構造およびトラクションドライブ変速装置”，特願 2005-233963 号，2005 年 8 月

(11) 塩津　勇，園部浩之，平山貴良，“遊星ローラ駆動装置及び同装置を設置したステアリング装置”，特願 2005-123260 号，2005 年 4 月

(12) 吉見壮司，東﨑康嘉，梅田彰彦，園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“トラクションドライブ変速装置”，特願 2005-049730 号，2005 年 2 月

(13) 東﨑康嘉，吉見壮司，梅田彰彦，園部浩之，塩津　勇，平山貴良，“トルク伝達構造およびトラクションドライブ変速装置”，特願 2005-049729 号，2005 年 2 月